

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

**Tesi di Dottorato di Ricerca in
Ingegneria dei Sistemi Termomeccanici
XV Ciclo**

DEUMIDIFICAZIONE PER ADSORBIMENTO Valutazione delle prestazioni di impianti di climatizzazione ibridi con ruota essiccante

Coordinatore del Corso
Ch.mo Prof. Ing.
SERGIO DELLA VALLE

Relatore
Ch.mo Prof. Ing.
PIETRO MAZZEI

Correlatore
Ing. FRANCESCO MINICHELLO

Candidato
Ing. DANIELE PALMA

INDICE

INTRODUZIONE	4
CAP. 1 DEUMIDIFICAZIONE E QUALITÀ DELL'ARIA	8
1.1 QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI	9
1.2 CONDIZIONI DI BENESSERE TERMOIGROMETRICO	14
1.3 EVOLUZIONE DELLA VENTILAZIONE NEGLI EDIFICI	17
Bibliografia	18
CAP. 2 DEUMIDIFICAZIONE	19
2.1 CONCETTI FONDAMENTALI	20
2.2 GENERALITÀ SULLA DEUMIDIFICAZIONE MECCANICA	22
2.3 GENERALITÀ SULLA DEUMIDIFICAZIONE CHIMICA	38
Bibliografia	48
CAP. 3 DEUMIDIFICAZIONE CHIMICA MEDIANTE RUOTA ESSICCANTE	50
3.1 I MATERIALI ESSICCANTI	51
3.2 LA RUOTA ESSICCANTE (ROTATING HONEYCOMBE)	54
3.3 PARAMETRI CHE INFLUENZANO L'EFFICIENZA	58
3.3.1 Temperatura dell'aria di processo in ingresso	59
3.3.2 Contenuto di umidità dell'aria di processo in ingresso	60
3.3.3 Velocità dell'aria di processo	63
3.3.4 Temperatura dell'aria di rigenerazione in ingresso	64
3.3.5 Umidità dell'aria di rigenerazione in ingresso	67
3.3.6 Velocità dell'aria di rigenerazione	68
3.3.7 Quantità di essiccante esposto alla corrente	69
3.3.8 Tipo di essiccante	70
3.4 CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI DELLE RUOTE ESSICCANTI	73
Bibliografia	77
CAP. 4 IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE IBRIDI CON RUOTA ESSICCANTE	79
4.1 INTRODUZIONE	80
4.2 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO IBRIDO CON RUOTA ESSICCANTE	81
4.2.1 Sistemi essiccanti attivi e passivi	81
4.2.2 Schema base e modalità di funzionamento	82
4.2.3 Possibili configurazioni di impianti di climatizzazione ibridi dotati di ruota essiccante	84
4.3 DISPOSITIVI ADOTTATI IN UN IMPIANTO IBRIDO	90
4.3.1 Ruota essiccante	90

4.3.1.1 Processo di deumidificazione chimica con ruota essiccante	97
4.3.2 Scambiatori di calore	98
4.3.3 Opzioni di raffreddamento supplementare	102
4.3.3.1 Raffreddatori evaporativi: DEC e IEC	103
4.3.3.2 Batteria di raffreddamento: BF	106
4.3.4 Fonti di calore per la rigenerazione	107
4.4 CONFRONTO TRA DEUMIDIFICATORI	108
4.5 SETTORI DI APPLICAZIONE DEGLI IMPIANTI IBRIDI CON RUOTA ESSICCANTE	109
4.5.1 Conservazione di materiali in magazzino	112
4.5.2 Prevenzione a condensazione e corrosione	113
4.5.3 Processo di deumidificazione in campo industriale	113
4.5.4 Controllo della qualità dell'aria - ospedali	114
4.5.5 Grandi magazzini e supermercati	114
4.6 CONSIDERAZIONI TECNICHE	116
4.6.1 Valutazione della convenienza di applicazione	116
4.6.2 Dove utilizzare i sistemi ibridi con ruote essiccanti	117
4.6.3 Cosa evitare	123
4.6.4 Fasi fondamentali della sequenza progettuale	124
4.6.5 Scelta delle apparecchiature	125
4.6.6 Integrazione di un impianto tradizionale con una ruota essiccante	126
4.6.7 Caratteristiche tecniche di ruote essiccanti in commercio	127
4.6.8 Durata del "desiccant"	133
4.6.9 Altri impatti	134
4.7 SCELTA TRA UN IMPIANTO IBRIDO CON RUOTA ESSICCANTE ED UN IMPIANTO TRADIZIONALE: ANALISI DI FATTIBILITÀ TECNICO- ECONOMICA	134
Bibliografia	136
CAP. 5 SOFTWARE UTILIZZATI	140
5.1 PowerDOE	141
5.1.1 Metodologie di calcolo	143
5.1.1.1 Metodo del bilancio termico globale	144
5.1.1.2 Metodo delle funzioni di trasferimento	144
5.1.2 DOE-2	146
5.1.2.1 Program control	147
5.1.2.2 Struttura del DOE	147
5.1.4 Sistemi HVAC messi a confronto	148
5.1.4.1 Scelta dei sistemi	149
5.2 DESICALC 2.0	156
5.2.1 Introduzione	156

5.2.2 Applicazioni simulate	158
5.2.3 Sistemi di condizionamento	160
5.3 D.T.P.E.	164
5.3.1 Introduzione	164
5.3.2 Dati climatici orari	165
5.3.3 Ipotesi di lavoro	166
5.3.4 Individuazione delle zone climatiche	168
5.3.5 Impianto tradizionale	172
5.3.5.1 Configurazione dell'impianto tradizionale	172
5.3.5.2 Trattamenti dell'aria nell'impianto tradizionale	173
5.3.6 Impianto ibrido	177
5.3.6.1 Configurazione dell'impianto ibrido	177
5.3.6.2 Trattamenti nell'impianto ibrido	180
5.3.6.3 Relazioni utilizzate per alcuni componenti dell'impianto ibrido	186
Bibliografia	197
CAP. 6 APPLICAZIONI DELLA DEUMIDIFICAZIONE PER ADSORBIMENTO CON RUOTA ESSICCANTE E RISULTATI	199
6.1 RETAIL STORE	200
6.1.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica	200
6.1.2 Risultati	210
6.1.3 Conclusioni	218
6.2 TEATRO	220
6.2.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica	220
6.2.2 Risultati	223
6.2.3 Conclusioni	228
6.3 SUPERMERCATO	230
6.3.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica	233
6.3.2 Risultati	240
6.3.3 Conclusioni	249
Bibliografia	251
CAP. 7 COMMENTI AI RISULTATI E CONCLUSIONI	254
7.1 CONCLUSIONI	255
Bibliografia	261
SIMBOLI E UNITÀ DI MISURA	263

INTRODUZIONE

In questi ultimi anni si è andata affermando sempre più la “cultura” del condizionamento dell’aria, sia nell’ambito commerciale che in quello civile (supermercati, depositi, ospedali, uffici, scuole, edifici residenziali, ecc.); ciò ha determinato un notevole incremento dell’aliquota di energia primaria usata per la climatizzazione. Bisogna, inoltre, osservare che i più recenti standard sulla qualità dell’aria interna (“Indoor Air Quality”, IAQ), relativa agli ambienti costruiti, impongono da un lato limiti più stringenti alla variazione dell’umidità relativa interna e dall’altro un notevole aumento delle portate d’aria di rinnovo. A tutto ciò si aggiunge l’esigenza sempre più pressante di limitare i picchi di potenza elettrica richiesta e di ridurre drasticamente l’utilizzo dei fluidi frigorigeni CFC e HCFC, destinati peraltro a scomparire.

Da quanto sopra affermato si deduce come sia attualmente sentita la necessità di sviluppare nuovi approcci alla climatizzazione che diano risposta ai problemi energetici, economici, ambientali e normativi.

Una tecnologia oggi particolarmente interessante che va incontro alle esigenze precedentemente evidenziate è quella relativa alla deumidificazione chimica dell’aria, integrata ai sistemi di condizionamento di tipo tradizionale.

La deumidificazione chimica non è nuova come tecnologia, ma il recente sviluppo subito dai materiali utilizzati nelle macchine essiccanti fa sì che esse si propongano come valida integrazione agli impianti di climatizzazione tradizionali.

Fino a qualche anno fa i “Desiccant Systems” (impianti di

climatizzazione basati sulla deumidificazione chimica) venivano utilizzati solo per specifiche applicazioni (supermercati, magazzini, ecc.) e soprattutto nel campo militare (depositi di armi, stoccaggio materiali, ecc.). Ma negli ultimi 9-10 anni, prevalentemente negli Stati Uniti, il campo di impiego si è esteso ad applicazioni di tipo commerciale e civile con buoni riscontri da un punto di vista costi/benefici. Viceversa, in Italia così come nel resto d'Europa, questa tecnica per il controllo separato della temperatura e dell'umidità dell'aria è ancora poco applicata.

Infatti, si è rilevato che la maggior parte della letteratura di riferimento è di provenienza statunitense e che lo è anche la gran parte delle ditte costruttrici di macchine essiccanti (un elenco delle ditte più importanti è riportato alla fine del volume).

A determinare la scelta di approfondire lo studio sugli impianti di climatizzazione ibridi basati sulla deumidificazione chimica (ICIDC) sono stati tre aspetti ritenuti di primaria importanza:

- **l'efficienza energetica,**
- **il basso impatto ambientale,**
- **la convenienza economica** rispetto agli impianti tradizionali (purché la progettazione si basi su una accurata analisi delle condizioni territoriali, climatiche e applicative).

Oggi le modalità di analisi per ricerche di questo tipo si affidano essenzialmente a sistemi software, in grado di semplificare notevolmente il lavoro del progettista nonostante si tratti di metodi di calcolo complessi e sofisticati. Negli ultimi anni, infatti, la diffusione di personal computer di grande capacità ha dato la possibilità di impiegare per usi professionali procedure di calcolo che fino a qualche

tempo fa venivano utilizzate esclusivamente per scopi di ricerca scientifica. Sono state così messe a punto, nell'ambito della progettazione degli impianti di climatizzazione, alcune metodologie per la simulazione dinamica delle prestazioni termiche degli edifici. Pertanto, oggi si è in grado di valutare, a fronte di condizioni climatiche e interne variabili nel tempo, sia l'andamento delle temperature negli edifici che i fabbisogni energetici richiesti per la climatizzazione.

Due sono gli approcci di calcolo attualmente più affidabili e completi per la simulazione dinamica delle prestazioni energetiche di un edificio: il metodo del bilancio termico globale e la tecnica delle funzioni di trasferimento. Entrambe le procedure sono state implementate in programmi di simulazione del sistema edificio - impianto. In particolare, il metodo del bilancio globale ha portato alla messa a punto del codice BLAST (Building Load Analysis & System Thermodynamics) presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università dell'Illinois a Urbana-Champaign (USA), mentre il più famoso dei programmi basato sul metodo delle funzioni di trasferimento è senza dubbio il **DOE** (Department of Energy), il cui sviluppo è oggi affidato al Lawrence Berkeley Laboratory presso l'Università della California (USA). Quest'ultimo programma (versione DOE-2) è stato utilizzato in questo studio per effettuare l'analisi costi/benefici di un impianto ibrido con macchina essiccante.

Nella presente tesi sono dapprima illustrati i principi della deumidificazione (capp.1 e 2), dopodiché vengono descritte le caratteristiche di funzionamento delle ruote essiccanti e dei sistemi di

condizionamento basati su questa apparecchiatura (capp.3 e 4). Infine, dopo aver illustrato le potenzialità dei programmi di calcolo utilizzati per le simulazioni (cap.5) si espongono i risultati dei casi studio affrontati (cap.6).

In particolare, le applicazioni considerate in questa tesi sono state:

- ambiente a destinazione d'uso commerciale di dimensioni ridotte (superficie di 400-1000 m²);
- teatro (superficie di circa 1200 m²);
- supermercato (superficie di circa 3700 m²).

Nel complesso si sono utilizzati tre programmi di calcolo, due dei quali (PowerDOE e DesiCalc) si basano sul motore di calcolo rappresentato dal DOE-2, mentre il terzo (DTPE) è un programma più semplificato, autonomamente sviluppato, ed è stato applicato alla sola utenza retail store.

CAP. 1 DEUMIDIFICAZIONE E QUALITÀ DELL'ARIA

Nei successivi paragrafi verrà illustrato come i principali parametri che influenzano il benessere termoigrometrico e la qualità dell'aria, in edifici civili e commerciali, possano essere controllati mediante l'utilizzo di impianti di condizionamento dell'aria di tipo tradizionale integrati con sistemi di deumidificazione chimica. Tutto ciò al fine di risparmiare energia e migliorare le condizioni di comfort ambientale, cercando, al tempo stesso, di salvaguardare la tutela dell'ambiente.

1.1 QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI

La *qualità dell'aria interna accettabile* è definita (ASHRAE Standard 62-2001) come l'aria nella quale non si ritrovano contaminanti noti a concentrazioni dannose, individuate dalle autorità riconosciute, e per la quale una sostanziale maggioranza di persone esposte (80% o più) non esprime disagio.

Negli ambienti in cui vive, l'uomo altera la composizione dell'aria incrementando la percentuale di anidride carbonica, diminuendo quella di ossigeno, emettendo sostanze aromatiche (cottura dei cibi), producendo fumi ed aumentando la concentrazione di batteri patogeni, alterando, così, la qualità dell'aria.

Per conseguire un'accettabile qualità dell'aria, è necessario immettere un'adeguata portata di aria di rinnovo. Gli standard attuali sul comfort termico e sulla qualità dell'aria interna ("Indoor Air Quality", IAQ), tenendo conto della crescente diffusione degli impianti di climatizzazione, impongono dei limiti più ristretti che in passato sulla variazione dell'umidità relativa interna, nonché un notevole aumento delle portate d'aria di rinnovo, tutto ciò al fine di

garantire un comfort migliore ed una maggiore purezza dell'aria in ambiente.

La ventilazione di ambienti interni è disciplinata in Italia dalla norma UNI 10339 [1], ed in campo internazionale da diverse normative e direttive [2-5].

I moderni edifici sono notevolmente isolati da elementi esterni per il risparmio energetico. Le costruzioni, realizzate secondo criteri di efficienza energetica, portano a strutture “sigillate” che riducono notevolmente le normali infiltrazioni. Ciò comporta la necessità di ventilazione forzata con aria esterna per consentire il necessario ricambio. Si ha così un buon controllo degli inquinanti interni, inclusi fumo di sigarette, composti organici volatili, virus e batteri, solventi, prodotti di combustione e biossido di carbonio, che altrimenti si accumulerebbero; abbassando le concentrazioni dei contaminanti si riduce, quindi, il rischio di malattia.

La ventilazione con aria esterna contribuisce a rendere gli ambienti più confortevoli e più “produttivi” ed aiuta a controllare i livelli di umidità interna, evitando la condensa sulle superfici fredde che produce il deterioramento di infissi, muri e materiali strutturali.

Aspetti legati al comfort

L'umidità è sicuramente tra i parametri più importanti per il controllo della qualità dell'aria. Molti problemi, di seguito sintetizzati, sono legati ad un eccesso di umidità.

- Allergia alla polvere.

Un gran numero di persone è allergico alla polvere di casa; in verità tale allergia è causata dagli acari: le loro feci sono altamente allergeniche. Gli acari, per riprodursi, hanno bisogno di una certa

quantità di umidità; mantenendo il livello di umidità relativa al di sotto del 55% si può limitare tale problema.

- **Formazione di muffe.**

Esistono più tipi di muffe, che differiscono tra loro a seconda delle condizioni di temperatura e umidità a loro congeniali. Si manifestano vari tipi di allergia ai diversi tipi di muffa soprattutto in determinati periodi dell'anno.

Molti tipi di muffe producono tossine in determinate condizioni ambientali. Le tossine normalmente sono concentrate in spore che trasportate dall'aria possono raggiungere le persone per contatto o per inalazione. L'effetto tossico delle muffe varia da forme minori a forme estremamente serie.

Vari studi dimostrano che se i materiali porosi (come tappezzeria, carte da parati ecc.) si bagnano e rimangono bagnati per più di tre giorni, le possibilità di crescita di muffa sono vicine al 100 %.

- **Proliferazione batterica.**

Anche i batteri si riproducono abbondantemente quando c'è molta umidità. Una grande percentuale di batteri risulta essere tossica. Questi sono i batteri "Gram negativi" contenenti una sostanza nelle loro cellule (endossina) che, quando è inalata in quantità sufficienti, può causare malanni, fatica, dolori muscolari e sintomi di insufficienza respiratoria [6].

L'umidità è dunque un importante fattore da considerare per avere condizioni sane e di comfort per gli ambienti interni [7].

La fig.1.1 riassume le varie fonti possibili di umidità per un certo ambiente, domestico o lavorativo che sia.

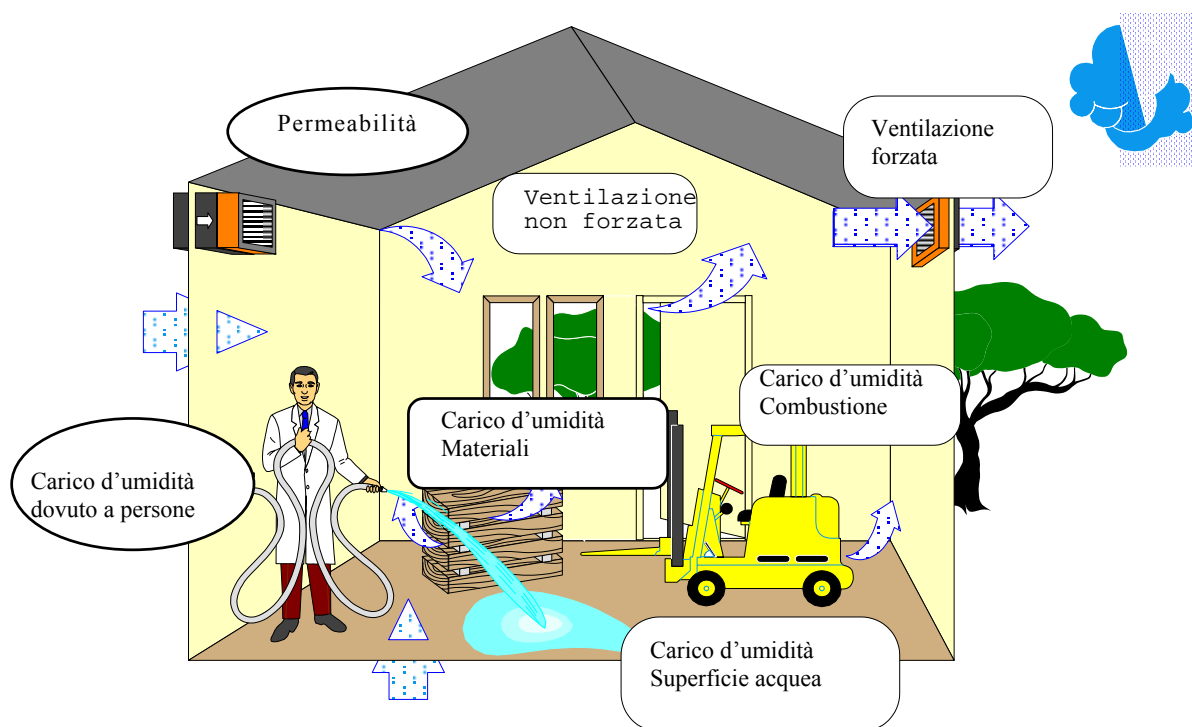


Figura 1.1 – fonti di umidità

Un eccesso di umidità negli edifici può, come detto, portare alla crescita di microbi, con conseguente esposizione degli occupanti a bioaerosols ed altre sostanze potenzialmente dannose.

Per questo motivo l'umidità ha ricevuto grande attenzione durante la revisione dell'ASHRAE Standard 62.

Recentemente, l'Addendum 62t (approvato nel 2002) contiene specifici requisiti per il sistema di drenaggio, in modo da assicurare che la condensa delle batterie fredde sia catturata e drenata efficacemente. Contiene anche requisiti costruttivi finalizzati ad agevolare le operazioni di ispezione, pulizia e manutenzione.

Due altri addenda sono in attualmente in itinere, sempre riguardanti il controllo dell'umidità negli edifici.

Nell'Addendum x all'ASHRAE Standard 62-2001 (luglio 2002, in fase di

revisione pubblica) è previsto che gli impianti di deumidificazione meccanica siano in grado di mantenere in ambiente un'umidità relativa non superiore al 65% in corrispondenza: a) della temperatura di rugiada di picco per l'aria esterna, b) del picco di carico latente interno.

L' Addendum 62x richiede anche che l'involucro edilizio sia progettato per limitare l'ingresso di acqua in forma liquida e vapore (infiltrazioni). Infine, l'Addendum prescrive l'isolamento delle superfici interne come tubi dell'acqua fredda, dove può verificarsi condensazione.

Aspetti energetici

Di notevole rilevanza sono gli aspetti energetici legati all'umidità. Benché il contenuto d'acqua nell'aria sia normalmente molto modesto, dell'ordine della decina di grammi per kg di aria secca, non si deve dimenticare che l'acqua è una sostanza che presenta un alto calore di vaporizzazione. La quota entalpica che va attribuita al vapor d'acqua, che viene talvolta indicata come calore latente dell'aria, è di norma rilevante, fino a prevalere – alle temperature ordinarie nella climatizzazione – sul calore sensibile dell'aria già ad umidità dell'ordine di $0.01 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$.

Per ridurre l'umidità specifica si possono seguire due strade. La prima è quella di raffreddare l'aria al di sotto della temperatura di rugiada: il contenuto d'acqua si riduce fino a raggiungere quello che compete al punto di saturazione alla temperatura raggiunta.

Quasi sempre questo raffreddamento viene realizzato con macchine frigorifere ed impone, spesso, un successivo post riscaldamento per portare l'aria a condizioni adatte all'immissione in ambiente.

La seconda strada è il trattamento chimico dell'aria con sostanze deumidificanti (“desiccant system”), quali sostanze igroscopiche,

solide o liquide, che permettono anche importanti riduzioni del contenuto di vapore nell'aria. Il costo energetico del processo consiste essenzialmente nella riattivazione (o rigenerazione) di tali sostanze, che si ottiene per riscaldamento.

Nel caso di deumidificazione chimica il vapore d'acqua cede all'aria il calore latente connesso alla condensazione causando un aumento di temperatura dell'aria in uscita dall'essiccante. Ciò può essere più o meno utile, secondo il processo [8].

La deumidificazione chimica dell'aria ha avuto finora limitate applicazioni, per lo più in campo industriale. È su questo argomento, in particolare per applicazioni civili e commerciali, che focalizzeremo la nostra attenzione ed in special modo sui *sistemi per la deumidificazione con ruota essiccante* (“rotating desiccant systems”).

1.2 CONDIZIONI DI BENESSERE TERMOIGROMETRICO

Secondo la definizione dell'Organizzazione Mondiale della Sanità la salute è “uno stato di completo benessere fisico, mentale e sociale e non solamente l'assenza di malattie o infermità”. Lo stato di benessere fisico, in particolare, dipende essenzialmente da determinati parametri che caratterizzano l'aria che ci circonda (temperatura e umidità).

I valori delle grandezze che un impianto di climatizzazione è in grado di controllare vengono scelti in funzione della finalità dell'impianto. Spesso, però, sorge la necessità di soddisfare contemporaneamente più esigenze (benessere fisiologico per le persone e conservazione di opere d'arte; benessere fisiologico e processi industriali), perciò occorre raggiungere una condizione di compromesso tra i valori richiesti delle grandezze controllate, valori

che possono differenziarsi anche in modo significativo. In questi casi o si realizzano impianti distinti (ad esempio, per i musei, vetrinette climatizzate per le opere ed impianto centrale per le persone) oppure si cerca di soddisfare le diverse esigenze, evitando di penalizzare troppo le persone.

A tal proposito ricordiamo che per *condizione di benessere termico* si intende: condizione mentale di soddisfazione nei confronti dell'ambiente termico; è richiesta una valutazione soggettiva.

Nella tabella 1.1 sono riportate le condizioni di benessere per gli ambienti interni frequentemente adottate nella progettazione degli impianti di condizionamento [9].

Tabella 1.1 - condizioni di benessere frequentemente adottate

velocità dell'aria = 0.10 ÷ 0.25 m/s				
Attività fisica	Estate		Inverno	
	T [°C]	U.R. [%]	T [°C]	U.R. [%]
Trascurabile	26	50	20	50
Leggera	25	50	19	50
Pesante	24	50	18	50

In tale tabella si notano dei differenti valori di temperatura per l'inverno e per l'estate; i motivi sono essenzialmente tre:

1. il tipo di abbigliamento è diverso nelle diverse stagioni;
2. poiché gli individui non vivono sempre in spazi condizionati, ma ne entrano e ne escono, bisogna contenere le differenze di temperatura tra interno ed esterno;

3. un valore unico della temperatura per tutto l'anno aumenterebbe considerevolmente la potenzialità termica e/o frigorifera dell'impianto e di conseguenza il costo di impianto e quello di esercizio.

È ovvio, inoltre, che l'aria trattata deve essere distribuita negli ambienti evitando sia la formazione di zone di ristagno che di correnti moleste. Di solito nella zona dell'ambiente occupato dalle persone la velocità dell'aria deve essere mantenuta tra 0.10 e 0.25 m/s.

Per assicurare le caratteristiche di purezza richieste è necessario, oltre che garantire un'aliquota di aria di rinnovo, prevedere un sistema di filtri, il cui tipo e la cui efficacia siano funzioni delle condizioni dell'aria esterna e della destinazione del locale condizionato.

È bene ricordare, comunque, che il controllo termoigrometrico degli ambienti è legato ad una corretta progettazione degli involucri edilizi, prima che agli impianti; si parla, infatti, di *controllo termoigrometrico attivo*, che riguarda gli impianti, e *passivo*, che riguarda l'involucro edilizio.

È molto importante, inoltre, che gli impianti non siano rumorosi. Può accadere, infatti, che un impianto, termicamente efficiente, sia eccessivamente rumoroso a causa di componenti inadeguati o errate valutazioni in fase di progettazione (vibrazioni strutturali indotte dalle macchine, elementi di diffusione inadeguati, eccessiva velocità dell'aria nei canali).

Il problema del rumore prodotto dagli impianti di climatizzazione e/o ventilazione è affrontato dalla norma UNI 8199.

1.3 EVOLUZIONE DELLA VENTILAZIONE NEGLI EDIFICI

Negli anni che hanno preceduto la crisi energetica del 1970, era previsto che si potesse fornire aria esterna con ventilazione forzata fino ad un massimo di 10 cfm (circa 17 m³/h) per persona. In aggiunta alla ventilazione forzata, intervenivano le infiltrazioni “naturali” ad aiutare la ventilazione negli edifici. Così facendo la qualità dell’aria risultava accettabile.

Come conseguenza della crisi energetica vi furono due cambiamenti chiave nella tecnica di costruzione, che contribuirono sostanzialmente alla *Sindrome dell’Edificio Malato* (“Sick Building Syndrome”) e alle *Malattie Relative agli Edifici* (“Building Related Illness”): costruzioni “sigillate” e riduzione della ventilazione forzata. L’incremento dei contaminanti interni, derivanti dalle macchine negli uffici e dal mobilio, aggravava ulteriormente le condizioni ambientali.

Per risolvere questa nuova serie di problemi, fu sviluppato lo Standard ASHRAE 62-1981 (*Standard per la ventilazione forzata e naturale*) che stabiliva ricambi minimi di aria esterna per le varie destinazioni d’uso degli edifici.

L’attuale Standard (ASHRAE 62-2001, in fase di revisione pubblica) prevede un quantitativo di aria esterna decisamente maggiore rispetto a quello previsto dallo Standard 62-1981. Nel confrontare i requisiti di aria esterna tra le due versioni dello Standard ASHRAE (62-1981 e 62-2001) “Ventilation for Acceptable IAQ”, si rileva un aumento dalle 2 alle 4 volte; ad esempio: (in l/s persona) da 7.5 a 15 per le stanze d’albergo, da 3.5 a 8 per gli auditorium, da 3.5 a 10 per le sale riunioni, da 2.5 a 10 per gli uffici.

Usando un impianto di condizionamento (“Heating Ventilation Air Conditioning”, HVAC) tradizionale e non, l’aumento di immissione di aria esterna si traduce in più alti costi di impianto e più alti costi di esercizio. In aggiunta, in climi molto umidi, i sistemi HVAC tradizionali non sono in grado di raggiungere e mantenere livelli di umidità interni desiderati [10].

BIBLIOGRAFIA

- [1] UNI 10339, “Impianti aeraulici a fini di benessere – Generalità, classificazione, requisiti – Regole per la richiesta d’offerta, l’offerta, l’ordine e la fornitura”, 1995.
- [2] ASHRAE Standard 62-1989, “Ventilation for acceptable indoor air quality”, 1989.
- [3] ASHRAE Public Review Draft 62-1989R, “Ventilation for acceptable indoor air quality”, 1989.
- [4] B.W. Olesen, “International development of standards for ventilation of buildings”, ASHRAE Journal, April, pp. 31-39, 1997.
- [5] L. Bellia, P. Mazzei, F. Minichiello, A. Palombo, “Outdoor-air design conditions relating to the capacity of air-conditioning systems”, International Journal of Energy Research, 24, pp.121-135, 2000.
- [6] Richard R. Byrd, 1995 - IAQ FAQ (Indoor Air Quality – Frequently Asked Questions)–<http://www.elitesoft.com/sci.hvac/iaq1.htm>,
<http://www.elitesoft.com/sci.hvac/iaq2.htm>.
- [7] Moisture Control in Buildings, H.R. Trechsel Editor, ASTM, Philadelphia, pp.195-207, 1994.
- [8] Lazzarin R., G.A. Longo, F. Piccininni, “Deumidificazione chimica e recupero termico: teoria e sperimentazione”, CDA (Condizionamento dell’Aria, Riscaldamento, Refrigerazione), Luglio, 1991.
- [9] G. Alfano, V. Betta, “Fisica Tecnica”, 1993.
- [10] Greenheck, “Energy Recovery”, Application Manual, 1997.

CAP. 2 DEUMIDIFICAZIONE

2.1 CONCETTI FONDAMENTALI

La progettazione degli impianti HVAC richiede sempre maggiore attenzione, soprattutto alla luce del recente quadro normativo sulla ventilazione [1-8], affinché sia raggiunto e mantenuto in ambiente il livello di umidità ottimale per il comfort degli occupanti e la salubrità degli ambienti, nonché per evitare all'involucro ed all'arredo i danni derivanti da condensazione.

Si esporranno ora sinteticamente i concetti fondamentali per la deumidificazione meccanica e chimica [9-15].

Perché deumidificare? Restringendo il campo alla climatizzazione di edifici e ritenendo che l'obiettivo sia il mantenere le condizioni di benessere, è evidente che l'aria da immettere negli ambienti (si pensi, per semplicità, di immettere soltanto aria esterna nel minimo quantitativo, ovvero la portata indispensabile per garantire i requisiti della qualità dell'aria) deve avere una umidità specifica inferiore rispetto a quella dell'aria interna, per poter bilanciare la produzione endogena di vapore (dovuta principalmente al metabolismo degli occupanti e, quindi, alla loro attività prevalente). Nella stagione estiva, però, l'umidità specifica dell'aria esterna è di norma maggiore di quella interna: da ciò deriva la necessità della sua deumidificazione.

Se, ad esempio, le condizioni di benessere da mantenere prevedono $T_{ba}=25^{\circ}\text{C}$ e U.R.=50%, ossia $\omega_r=10$ g/kg, e, riferendosi alle condizioni di progetto, per l'aria esterna sia $T_{ba}=32^{\circ}\text{C}$ e U.R.=55%, ossia $\omega_e=16.5$ g/kg, l'umidità specifica della portata d'aria da immettere deve essere:

$$\omega_i < \omega_r=10 \text{ g/kg} < \omega_e=16.5 \text{ g/kg}$$

ed il sistema di deumidificazione deve avere la capacità di ridurre il valore di ω da 16.5 g/kg ad ω_i . In regime stazionario, dal bilancio di massa per l'acqua, riferito ad un ambiente climatizzato in cui vi siano N occupanti¹, si ottiene:

$$\omega_i = \omega_r - \frac{N \cdot \dot{m}_{vu}}{N \cdot \dot{m}_{au}} = \omega_r - \frac{\dot{m}_{vu}}{\bar{\rho}_a \cdot \dot{V}_{au}} \quad (2.1)$$

L'umidità specifica della portata d'aria da immettere deve essere pari a quella dell'aria interna meno il rapporto tra le portate massiche unitarie (riferite a ciascun occupante) di vapore e di aria. Riferendosi al caso esaminato, ed assumendo come indicativi i seguenti valori [1]:

$$\dot{m}_{vu} = 60 \text{ g/h} \quad \bar{\rho}_a = 1.17 \text{ kg/m}^3 \quad \dot{V}_{au} = 10 \text{ dm}^3/\text{s}$$

segue che:

$$\omega_i = 10 - 1.4 \text{ g/kg} = 8.6 \text{ g/kg} \rightarrow T_{rug,i} = 11.8^\circ\text{C}$$

Pertanto, la capacità del deumidificatore, in termini di variazione di umidità specifica, deve essere:

$$\Delta\omega = 16.5 - 8.6 = 7.9 \text{ g/kg}$$

di cui, si noti, soltanto il 18% (1.4 / 7.9) è imputabile al carico endogeno, mentre l'82% è attribuibile all'aria esterna.

La capacità di un deumidificatore (CD) esprime, usualmente, la portata massica d'acqua rimossa dalla corrente d'aria trattata [16]. In regime stazionario, dal bilancio di massa per l'acqua riferito al deumidificatore, si ottiene:

$$CD = \dot{m}_w = \dot{m}_a \Delta\omega_{DE} = \bar{\rho}_a \dot{V}_a \Delta\omega_{DE} \quad (2.2)$$

Per esprimere, come è consuetudine, CD in [kg/h], nella precedente relazione si useranno le seguenti unità: $\bar{\rho}_a$ [kg/m³], \dot{V}_a

¹ Per semplificare si assume che il vapore in ambiente sia immesso dai soli occupanti.

[m³/h], ω [kg/kg]. Si osserva che la capacità unitaria coincide con la variazione dell'umidità specifica:

$$CD_u = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \Delta\omega_{DE} \quad (2.3)$$

Come è noto, molti materiali da costruzione ed arredi sono igroscopici, pertanto il modo in cui l'aria è immessa in ambiente può essere causa di condensazione, alimentando la crescita di funghi. Sarebbe opportuno miscelare l'aria trattata con l'aria ambiente per innalzarne la temperatura, evitando così che il contatto di aria eccessivamente fredda con le superfici causi condensazione.

Il bilanciamento delle portate d'aria del sistema HVAC dovrebbe essere tale da mantenere una leggera sovra pressione interna (12 Pa) per minimizzare l'infiltrazione di aria umida esterna.

2.2 GENERALITÀ SULLA DEUMIDIFICAZIONE MECCANICA

La deumidificazione meccanica, come è ben noto, si basa sul raffreddamento. L'umidità della corrente d'aria da trattare è caratterizzata dal valore della temperatura di rugiada, $T_{rug,1}$. Se la corrente d'aria entra in contatto con una batteria refrigerante la cui temperatura superficiale media, $T_{s,bf}$, è minore di $T_{rug,1}$, si ottiene la condensazione di una parte del vapore, e, in definitiva, la deumidificazione. Riferendosi alla figura 2.1, la potenza termica unitaria da sottrarre (trascurando il contributo del condensato) vale:

$$\dot{Q}_{bf}/\dot{m}_a = h_1 - h_2 = q_{bf,T} = (h_1 - h_3) + (h_3 - h_2) = q_{bf,L} + q_{bf,S} \quad (2.4)$$

Per la batteria fredda, di notevole importanza è il parametro:

$$RST_{bf} = q_{bf,S} / q_{bf,T} \quad (2.5)$$

Il suo massimo valore è uno (la batteria non deumidifica affatto: solo raffreddamento sensibile), il minimo è zero (la batteria non raffredda affatto: solo deumidificazione).

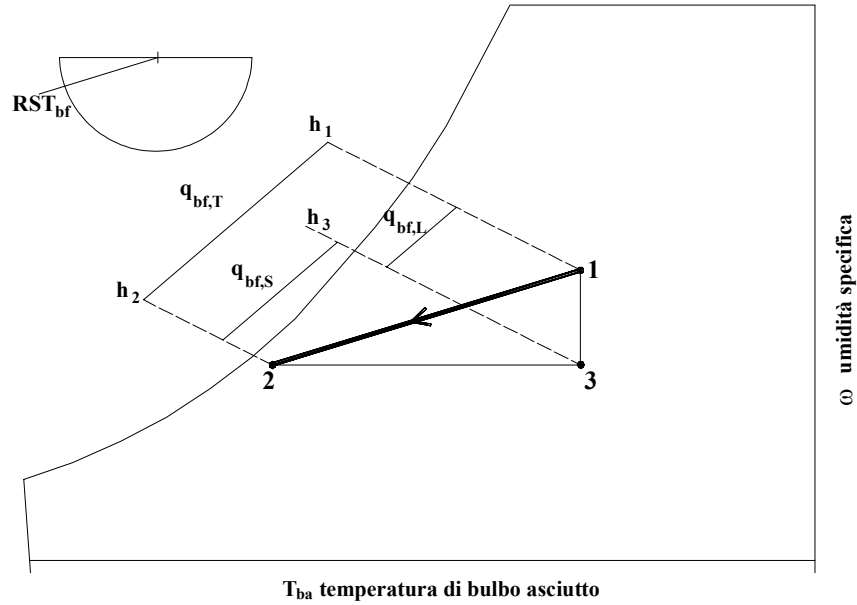
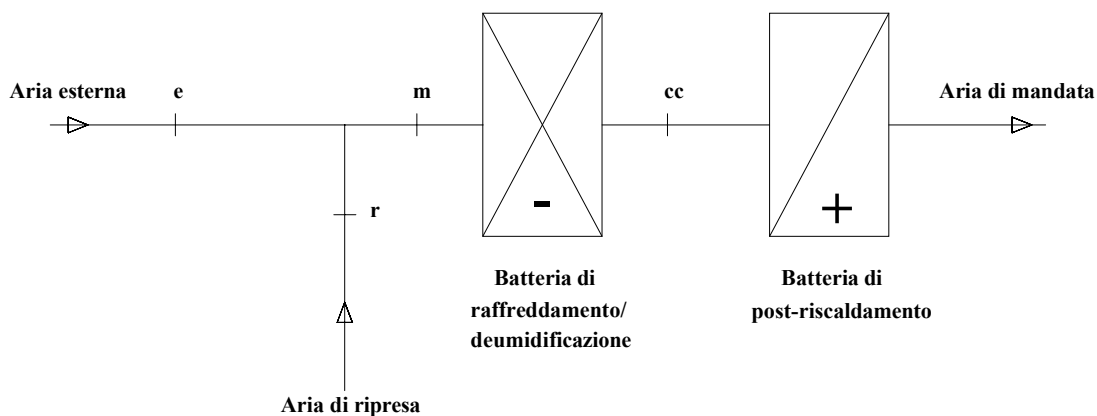


Figura 2.1 – deumidificazione meccanica: raffreddamento e deumidificazione

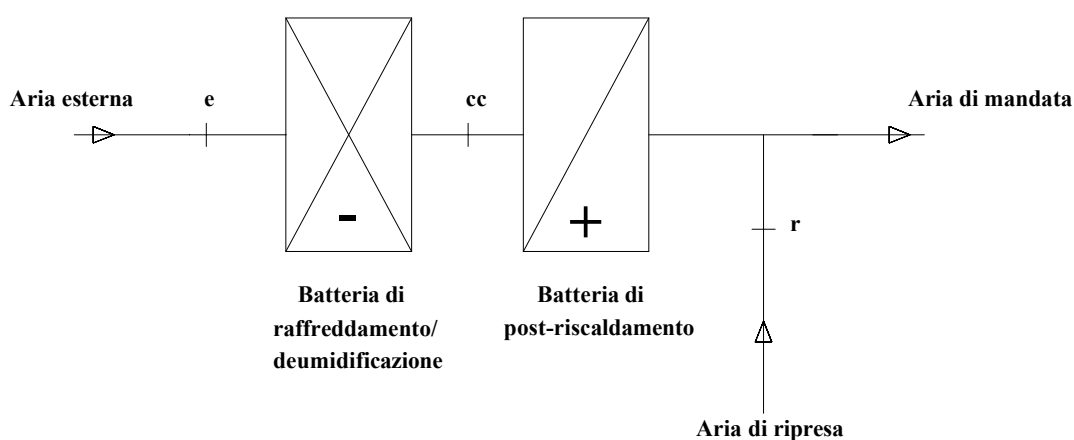
Si consideri, ad esempio, un impianto a tutt'aria a portata costante (ITAPC) a servizio di una zona. Il calcolo dei carichi termici per le condizioni di progetto porta alla valutazione del parametro:

$$RST_{z,prog} = q_{z,S} / q_{z,T} \quad (2.6)$$

Tali carichi possono essere bilanciati secondo i due processi di figura 2.2:



a) deumidificazione a valle del mescolamento



b) deumidificazione dell'aria esterna prima del mescolamento

Figura 2.2

nel processo a) la batteria fredda è posta a valle del mescolamento delle portate d'aria esterna e di ricircolo;

nel processo b) l'eventuale mescolamento delle portate d'aria esterna e di ricircolo avviene dopo che la portata d'aria esterna è stata deumidificata.

Dalla figura 2.3 si evince che i valori del parametro RST_{bf} delle batterie di deumidificazione impiegate nei due processi sono significativamente diversi: è nettamente minore quello della batteria dedicata all'aria esterna, talché, probabilmente, questa dovrà essere

progettata “ad hoc”. Si ricordi che per ottenere bassi valori di RST_{bf} è necessario disporre di batterie: alimentate con refrigerante a bassa temperatura e/o ad elevata velocità², e/o con un elevato numero di ranghi³, e/o con velocità di attraversamento dell’aria moderate⁴, e/o con densità delle alette non eccessiva⁵. Per aumentare la capacità di deumidificazione sarebbe opportuno che la riduzione del fattore di by-pass⁶ sia ottenuta aumentando la profondità della batteria piuttosto che la densità delle alette.

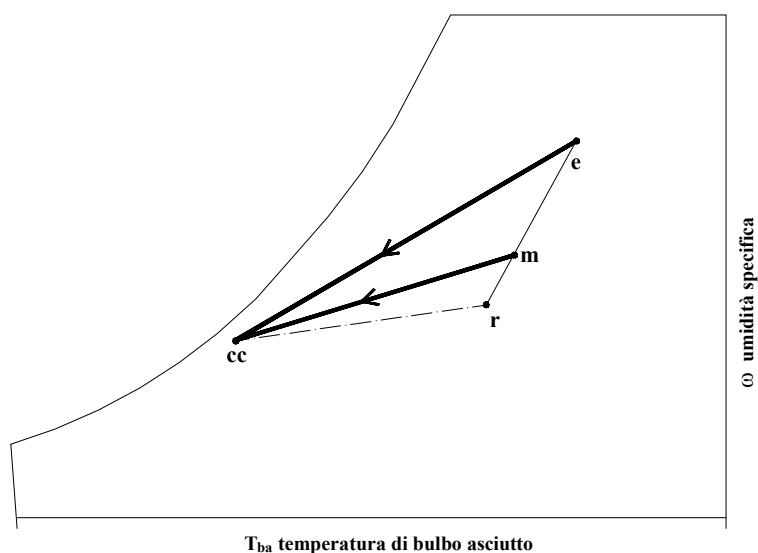


Figura 2.3 - raffreddamento e deumidificazione nei due casi di figura 2.2 (la batteria di post riscaldamento è inattiva)

Sempre con riferimento alla tipologia d’impianto ITAPC, è bene porre in evidenza il problema del controllo dell’umidità in ambiente a

² Valori tipici per batterie alimentate con acqua refrigerata sono $T_{in}=5^{\circ}C$, $T_{out}=11^{\circ}C$, $v=1.2$ m/s.

³ Al crescere della profondità (nella direzione del moto) l’aria approssima maggiormente la saturazione. La profondità cresce col numero di ranghi. Valori comuni sono tra 2 ed 8.

⁴ Nel campo del comfort valori tipici sono nell’intervallo 2.0-2.5 m/s.

⁵ La densità è spesso indicata in fpi (fins per inch): valori comuni sono tra 8 e 14 fpi (315-551 alette/m). Una densità eccessiva ostacola la condensazione: valori consigliabili [15] per massimizzare la deumidificazione sono nell’intervallo 315-236 alette/m.

⁶ Indicando con sat lo stato dell’aria umida satura alla temperatura media della batteria, il fattore di by-pass è esprimibile come: $F_{bp} = (h_{out} - h_{sat}) / (h_{in} - h_{sat})$.

carico parziale. Infatti, il dimensionamento degli impianti HVAC è fatto per far fronte ai carichi di picco, ma nel loro funzionamento, per la maggior parte del tempo, i carichi sono inferiori.

Dall'equazione di bilancio dell'energia in regime stazionario per una generica zona, si ha:

$$\dot{Q}_{z,S} = \dot{m}_a c_p (T_{\text{baz},r} - T_{\text{baz},i}) \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{z,L} = \dot{m}_a \Delta h_{lv} (\omega_{z,r} - \omega_{z,i}) \quad (2.8)$$

Poiché l'impianto opera a portata costante, una riduzione del carico sensibile richiede un corrispondente aumento della temperatura dell'aria all'immissione.

Nei casi in cui il sistema di controllo è basato (SCTBA) sul confronto tra il rilievo della temperatura di bulbo asciutto della sonda termica di zona ed il setpoint, e sulla conseguente modulazione della potenza della batteria (ovvero della temperatura dell'aria in ingresso nella zona), al diminuire del carico in ambiente aumenta la temperatura superficiale media della batteria e diminuisce la sua capacità di deumidificare. Per comprendere la portata dell'inconveniente, in tabella 2.1 sono mostrate, per tre località italiane, il numero di ore in cui la temperatura dell'aria esterna [17] è minore di quella di progetto interna ($T_{\text{ba},r}=25^\circ\text{C}$) mentre l'inverso accade per l'umidità specifica ($\omega_r=9.9 \text{ g/kg}$). A Roma, ad esempio, su un totale di 2'928 ore per la stagione estiva, ciò accade per il 60% delle ore.

Dai dati di progetto ASHRAE 1% DB-MCWB [18] per l'aria esterna, tabella 2.2, si rileva che, per Roma, il calcolo dei carichi termici dell'edificio è eseguito per una $T_{\text{ba},e}=30^\circ\text{C}$. Poiché, in

corrispondenza del picco della temperatura di rugiada (25°C), la temperatura corrispondente di bulbo asciutto (MCDB) si riduce a 27°C , in queste condizioni si avrà una sostanziale riduzione del carico termico sensibile dell'edificio, mentre quello latente (dovuto principalmente agli occupanti), rimane immutato. Ciò implica che la temperatura dell'aria d'immissione deve aumentare e che il fattore RST_z diminuisce. Ne consegue, figura 2.4, per il sistema SCTBA, un aumento dell'umidità relativa in ambiente.

Non porterebbe a risultati soddisfacenti nemmeno la modulazione della potenza della batteria attuata da una sonda di umidità ambiente; all'aumentare del fattore RST_z , la batteria fredda sarebbe chiamata ad erogare la massima potenza e, pur supponendo che possa esser soddisfacente il valore della ϕ raggiunto, di certo non lo sarebbe la T_{ba} , che risulterebbe eccessivamente bassa.

Una tecnica di controllo volta a superare gli inconvenienti illustrati è basata sul “post riscaldamento” (SCPR). La batteria fredda è regolata in modo che l'aria che ne esce possa soddisfare simultaneamente i massimi carichi sensibile e latente in ambiente. Al diminuire del carico sensibile è progressivamente attivata dalla sonda di temperatura ambiente una batteria calda⁷ (detta di post riscaldamento), che riscalda l'aria in modo che tale carico possa essere bilanciato. Gli inconvenienti prima evidenziati (SCTBA) sono superati poiché la sonda ambiente opera sulla sola batteria calda, mentre quella fredda è dimensionata per bilanciare i carichi massimi e regolata per bilanciare il latente.

⁷ Se le zone sono più di una, invece di un'unica batteria posta nella U.T.A. se ne avranno tante (ubicate nelle canalizzazioni e dette comunemente “batterie di post riscaldamento a canale”) quante sono le zone.

Tabella 2.1 - numero di ore durante le quali $T_e < T_r$ e $\omega_e > \omega_r$ per tre località italiane $T_{ba,r} = 25^\circ\text{C}$; U.R._r = 50 % ; $\omega_r = 9.9 \text{ g/kg}$

Località: Crotone			Periodo: 1 giugno – 30 settembre							Ore totali: 2'928		
$T_{ba} [^\circ\text{C}]$	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	20.5	21.5	22.5	23.5	N. ore
$\omega [\text{g/kg}]$												
18.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
17.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	5
16.5	0	0	0	0	0	0	0	0	1	11	11	23
15.5	0	0	0	0	0	0	0	3	22	24	13	62
14.5	0	0	0	0	0	0	1	9	30	30	21	91
13.5	0	0	0	0	0	4	23	36	34	37	24	158
12.5	0	0	0	0	2	45	46	52	49	41	27	262
11.5	0	0	2	10	41	42	54	34	47	40	37	307
10.5	0	2	10	23	26	35	40	41	41	36	42	296
9.5	4	9	12	14	27	16	22	33	30	29	37	233
totale												1'439
percentuale sul totale												49.1 %
Località: Roma			Periodo: 1 giugno – 30 settembre							Ore totali: 2'928		
$T_{ba} [^\circ\text{C}]$	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	20.5	21.5	22.5	23.5	N. ore
$\omega [\text{g/kg}]$												
18.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
16.5	0	0	0	0	0	0	0	0	2	9	6	17
15.5	0	0	0	0	0	0	0	1	8	12	9	30
14.5	0	0	0	0	0	0	2	17	26	25	13	83
13.5	0	0	0	0	0	5	32	51	38	21	31	178
12.5	0	0	0	0	16	54	71	75	61	35	33	345
11.5	0	0	1	32	93	94	81	60	43	34	32	470
10.5	0	5	35	75	42	44	47	36	39	28	32	383
9.5	7	32	46	24	31	21	17	16	15	25	26	260
totale												1'768
percentuale sul totale												60.4 %
Località: Milano			Periodo: 1 giugno – 30 settembre							Ore totali: 2'928		
$T_{ba} [^\circ\text{C}]$	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	20.5	21.5	22.5	23.5	N. ore
$\omega [\text{g/kg}]$												
18.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
16.5	0	0	0	0	0	0	0	0	1	3	5	9
15.5	0	0	0	0	0	0	0	4	10	14	15	43
14.5	0	0	0	0	0	0	12	31	32	31	12	118
13.5	0	0	0	0	0	12	44	59	52	40	25	232
12.5	0	0	0	0	37	68	76	57	33	33	24	328
11.5	0	0	12	89	102	62	43	47	37	36	21	449
10.5	0	48	83	75	32	40	30	26	21	24	23	402
9.5	86	82	34	17	22	18	13	12	11	6	14	315
totale												1'898
percentuale sul totale												64.8 %

Tabella 2.2 - condizioni di progetto estive dell'aria esterna per alcune città italiane in base alla UNI 10339 ed ai dati ASHRAE

	UNI 10339				ASHRAE 0.4%						ASHRAE 1%					
					DB-MCWB		WB-MCDB		DP-MCDB		DB-MCWB		WB-MCDB		DP-MCDB	
	DB (°C)	U.R. (%)	WB (°C)	DP (°C)	DB (°C)	MCWB (°C)	WB (°C)	MCDB (°C)	DP (°C)	MCDB (°C)	DB (°C)	MCWB (°C)	WB (°C)	MCDB (°C)	DP (°C)	MCDB (°C)
Genova	30	60	23.8	21.4	29.8	22.4	24.7	28.1	23.6	27.6	28.8	22.4	24.0	27.3	22.9	26.3
Venezia	31	51	23.0	19.7	30.8	23.3	25.1	28.4	24	27.4	29.5	22.6	24.1	27.8	22.9	25.8
Milano Linate	32	48	23.3	19.6	31.6	22.8	24.2	29.7	23.0	28.2	30.3	22.3	23.5	28.7	22.1	27.0
Milano Malpensa	30.5	50	22.4	18.9	32.0	23.4	25.1	30.0	23.4	28.6	30.8	23.0	24.1	29.3	22.2	26.3
Torino	30.5	50	22.4	18.9	30.8	22.4	24.0	28.8	22.5	25.6	29.5	21.9	23.1	27.7	21.8	25.2
Ronchi Legionari	-	-			32.7	22.4	24.4	28.6	23.1	26.9	31.1	21.9	23.5	28.4	21.9	25.6
Bologna/Borgo	33.0	43	23.0	18.8	33.8	23.7	24.9	31.6	23.0	28.2	32.2	22.9	24.1	30.3	22.1	27.0
Pisa	31.5	55	24.2	21.4	31.9	22.4	24.5	28.8	23.1	26.7	30.4	21.8	23.7	28.1	22.2	25.5
Perugia	30.5	40	20.5	15.4	33.2	21.0	22.9	30.4	20.6	26.0	32.0	20.7	22.0	29.1	19.8	24.3
Roma (Fiumicino)	31.0	55	23.8	20.9	30.8	23.3	26.1	28.6	25.2	28.1	29.8	23.2	25.4	27.9	24.5	26.8
Napoli	32.0	45	22.7	18.6	33.2	22.8	26.0	29.5	25.0	28.6	31.9	22.6	25.1	29.1	24.0	26.7
Brindisi	31.5	60	25.1	22.8	32.0	23.0	26.5	29.0	25.9	28.6	30.2	23.5	25.9	28.4	25.0	27.2
Catania	33.5	48	24.5	20.5	34.9	22.1	26.0	29.4	25.1	27.9	33.0	22.6	25.3	29.1	24.1	26.9
Palermo (P. Raisi)	31.5	60	25.1	22.8	33.2	21.8	26.6	29.5	25.9	29.2	31.1	22.8	26.1	28.9	25.1	27.9

Roma

	ASHRAE 1% DB-MCWB	ASHRAE 1% DP-MCDB
e	$T_{ba} = 29.8^{\circ}\text{C}$ $T_{bb} = 23.2^{\circ}\text{C}$	$T_{rug} = 24.5^{\circ}\text{C}$ $T_{ba} = 26.8^{\circ}\text{C}$
r	$T_{ba} = 25^{\circ}\text{C}$ U.R. = 50%	$T_{ba} = 25^{\circ}\text{C}$ U.R. = 58%
m	$T_{ba} = 26^{\circ}\text{C}$ U.R. = 52.4%	$T_{ba} = 25.4^{\circ}\text{C}$ U.R. = 63.9%
i	$T_{ba} = 12.8^{\circ}\text{C}$ U.R. = 96%	$T_{ba} = 15.3^{\circ}\text{C}$ U.R. = 96%

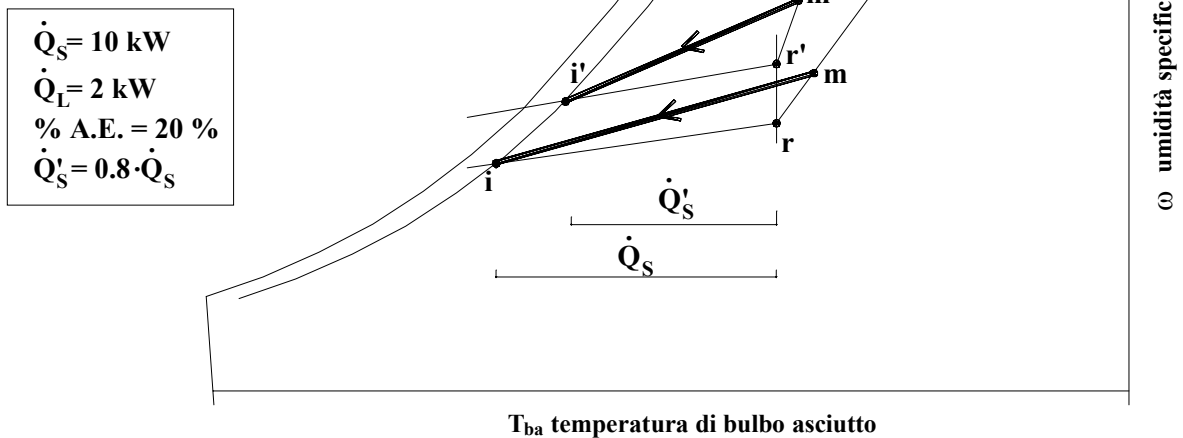


Figura 2.4 - aumento dell'umidità relativa in ambiente in corrispondenza del picco della $T_{rug,e}$

Ovviamente tale sistema di controllo non è energeticamente efficiente. Riferendosi all'insieme edificio-impianto, il bilancio d'energia in regime stazionario può porsi nella forma:

$$\dot{Q}_{bf} = \dot{Q}_{z,S} + \dot{Q}_{z,L} + \dot{Q}_{bc} + \dot{Q}_{rinn} \quad (2.9)$$

avendo posto la potenza di rinnovo pari a:

$$\dot{Q}_{rinn} = \dot{m}_e (h_e - h_r) \quad (2.10)$$

Pertanto il consumo energetico causato dalla batteria calda incide non solo per la generazione del fluido termovettore caldo, ma anche per la generazione del fluido termovettore freddo. E' opportuno ricorrere al recupero energetico (ad esempio energia termica di condensazione) per evitare la prima voce del consumo energetico. L'aumento dei costi non riguarda solo quelli d'esercizio ma anche quelli d'investimento; si pensi all'incremento di potenza del gruppo frigorifero.

Per quanto concerne la potenza di rinnovo (2.10), riferendosi alle condizioni di progetto, è utile la suddivisione nelle componenti sensibile e latente. Riportandosi ad una portata volumetrica unitaria, la (10) può essere posta nella forma:

$$\dot{Q}_{rinn,u} = \bar{\rho}_e (h_e - h_r) \quad (2.11)$$

Fissando le condizioni interne $T_{ba}=25^{\circ}\text{C}$ e $U.R.=50\%$, in figura 2.5, per tre località italiane e per tre differenti condizioni di progetto esterne, sono rappresentati i carichi di ventilazione estivi unitari suddivisi in sensibile e latente. Si osserva che quest'ultima aliquota è sempre la maggiore, in particolare se si utilizza il dato di picco per la temperatura di rugiada (ASHRAE 1% DP-MCDB), con valori che si aggirano intorno al 90%. Ciò significa che una batteria di deumidificazione in grado di far fronte a tali carichi dovrebbe essere

caratterizzata da valori particolarmente bassi del parametro RST_{bf} (5), il che si verifica di rado⁸.

La modulazione della potenza della batteria fredda può anche essere attuata da una sonda di umidità ambiente: fino a quando la ϕ nella zona rimane al di sotto del valore di setpoint, il controllo della potenza della batteria fredda è affidato al termostato di zona; se la ϕ supera il valore prefissato, l'umidostato ne assume il controllo e il termostato, se necessario, richiede post riscaldamento.

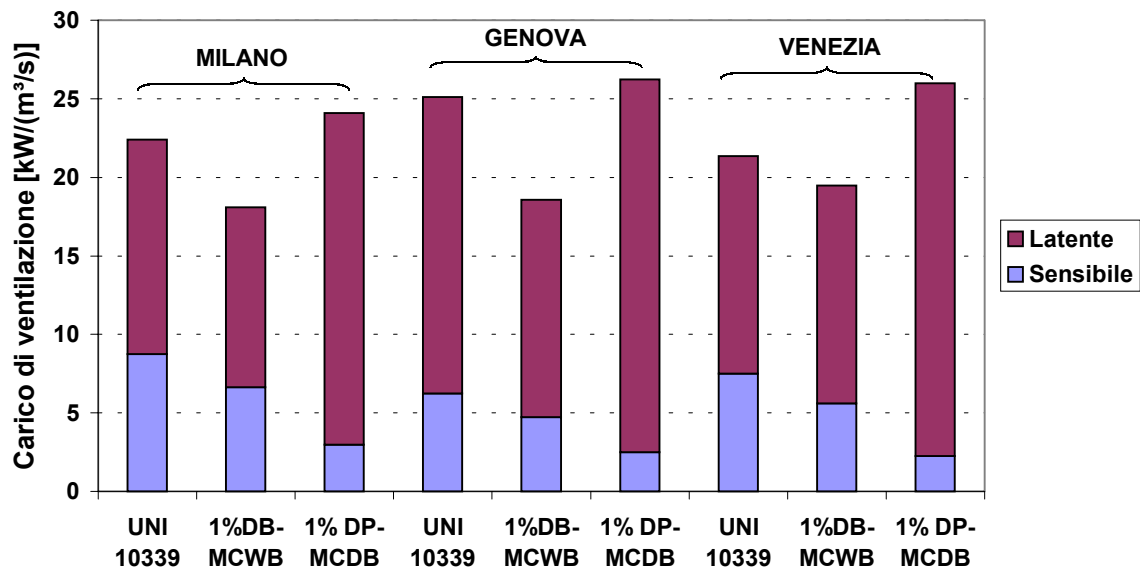


Figura 2.5 - carichi di ventilazione estivi unitari per tre località italiane (Milano, Genova, Venezia) e per tre diverse condizioni di progetto esterne

Si osserva che sarebbe più opportuno che il parametro di controllo per la batteria fredda fosse la temperatura di rugiada, anziché l'umidità relativa. La prima, infatti, è una misura dell'umidità assoluta, la seconda varia, a parità di contenuto in vapore, al variare della T_{ba} . Fluttuazioni di questa, a parità di contenuto in vapore, possono causare azioni di controllo improprie. Non volendo ricorrere a

⁸ Valori tipici per batterie alimentate con acqua refrigerata sono maggiori di 0.75.

sensori di temperatura di rugiada, i moderni sistemi di automazione ne permettono il calcolo dai rilievi degli usuali sensori di T_{ba} e U.R..

E' il caso di citare due tecniche di recupero energetico.

- Una tecnica molto razionale e di semplice implementazione prevede l'uso di uno scambio termico rigenerativo⁹ secondo lo schema di figura 2.6. Due scambiatori gas-liquido trasferiscono calore dall'aria entrante nella batteria di deumidificazione all'aria che ne esce. Il liquido impiegato è acqua, eventualmente debolmente glicolata, che fluisce in circuito chiuso per mezzo di una pompa. Il risparmio energetico che ne consegue è evidente: la potenza che la batteria fredda deve sottrarre è minore, la sua capacità deumidificante migliora, il post riscaldamento non richiede energia esterna. Il controllo può avvenire agendo sulla pompa o per mezzo di valvola a tre vie.

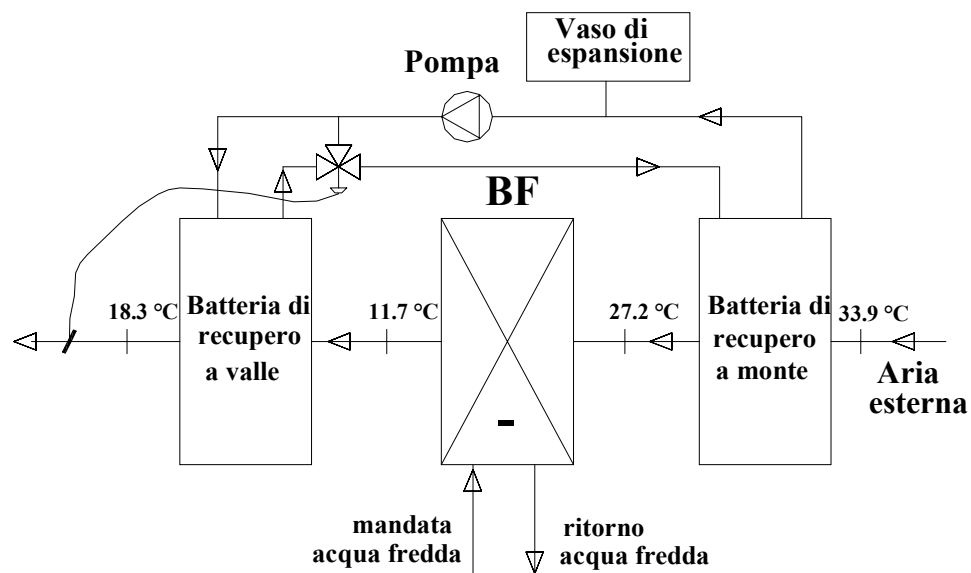


Figura 2.6 - schema del sistema di recupero detto "run-around-coil"

⁹ Correntemente indicato come "run-around-coil".

- Ruota entalpica¹⁰. E' uno scambiatore rotativo tipicamente costituito da un cilindro riempito con una matrice di alluminio rivestito di materiale essiccante¹¹. Una metà del rotore è attraversata dall'aria di ritorno, l'altra, in controcorrente, dall'aria esterna. La rotazione ad alta velocità (700-2400 giri/h) causa un trasferimento termico e di massa. D'estate, calore e vapore passano dalla corrente d'aria esterna verso quella di ritorno; la prima, quindi, subisce un iniziale raffreddamento con deumidificazione; l'opposto accade nella stagione invernale. Se le due portate sono eguali, indicando con "e" ed "r" gli stati delle due correnti, la portata uscente dell'aria esterna sul diagramma psicrometrico si trova sul segmento che congiunge "e" ad "r". Una ruota ha efficienza latente 80% se la variazione di umidità specifica dell'aria esterna è pari all'80% del $\Delta\omega_{er}$. Analogamente sono definite l'efficienza sensibile (basata sul ΔT_{er}), e quella entalpica o totale (basata sul Δh_{er}). La regolazione è attuata molto semplicemente variando la velocità di rotazione (impiegando un motore a velocità variabile). Se la matrice di alluminio non è rivestita, il trasferimento è soltanto termico e la ruota opera come recuperatore sensibile.

Il controllo diretto delle T_{ba} e U.R. in ambiente può essere anche perseguito dedicando una U.T.A. al solo trattamento dell'aria esterna, mentre all'aria di ricircolo è destinata una batteria che opera un semplice raffreddamento (senza deumidificazione) [19-23]. Il controllo delle due batterie avviene indipendentemente. La potenza

¹⁰ Anche detta ruota essiccante passiva.

¹¹ Per maggiori dettagli sul trasferimento di vapore si veda il successivo paragrafo sulla deumidificazione per adsorbimento.

della batteria di deumidificazione, che opera sull'aria esterna, è controllata da un umidostato ambiente per mantenerne il valore al di sotto del set-point. La potenza della batteria di raffreddamento, che opera sull'aria di ricircolo, è controllata da un termostato ambiente per mantenerne il valore al di sotto del set-point.

Riferendosi all'ambiente, dal bilancio sulla massa d'acqua in regime stazionario, segue:

$$\omega_i = \omega_r - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \quad (2.12)$$

che fornisce il valore di umidità specifica dell'aria da immettere per bilanciare il carico latente, cui provvede la sola U.T.A. dedicata all'aria esterna. Per le applicazioni usuali (il vapore è sostanzialmente generato dai soli occupanti; condizioni da mantenere all'interno $T_{ba}=25^\circ\text{C}$ e U.R.=50%) la temperatura di rugiada dell'aria da immettere è all'incirca 12°C ($\omega_i \approx 9 \text{ g/kg}$).

In presenza di più zone, i valori di ω_i sarebbero diversi per ciascuna di esse:

$$\omega_{iz1} = \omega_r - \frac{\dot{m}_{vz1}}{\dot{m}_{az1}} \quad (2.13)$$

$$\omega_{iz2} = \omega_r - \frac{\dot{m}_{vz2}}{\dot{m}_{az2}} \quad (2.14)$$

.....

$$\omega_{izn} = \omega_r - \frac{\dot{m}_{vzn}}{\dot{m}_{azn}} \quad (2.15)$$

Ma se la U.T.A. che opera sull'aria esterna è unica, deve essere unica anche la ω_i all'ingresso delle n zone: degli n valori ottenuti per ω_i , si sceglie il maggiore (ad esempio, ω_{iz2}). In tal modo, imponendo questa ω_i in ingresso

anche agli altri locali, occorre che le altre portate \dot{m}_a da immettere aumentino rispetto al valore inizialmente valutato solo in base alle esigenze di ricambio. Ad esempio:

$$\dot{m}_{az1,nuovo} = \frac{\dot{m}_{vz1}}{\omega_r - \omega_{iz2}} > \dot{m}_{az1,vecchio} = \frac{\dot{m}_{vz1}}{\omega_r - \omega_{iz1}} \quad (16)$$

Quindi, scegliere la massima umidità specifica all'immissione equivale a massimizzare le portate d'aria immesse nelle singole zone: se non si scegliesse questa soluzione, in qualche zona, al fine di bilanciare il carico latente, si immetterebbe una portata d'aria inferiore a quella necessaria alle esigenze di ricambio.

In un articolo apparso di recente [19] sono presentati i risultati di un esteso lavoro di simulazione per un sistema HVAC basato sull'impiego di una U.T.A. dedicata all'aria esterna. Nel confronto tra le tre configurazioni riportate in figura 2.7, risulta più conveniente, per il consumo energetico e per la potenza installata, la terza. Nella prima configurazione si notano: lo scambiatore rigenerativo a liquido posto a cavallo della batteria fredda, la batteria calda per l'eventuale integrazione in estate e per il riscaldamento invernale, l'umidificatore per la stagione invernale. Nella seconda, una ruota entalpica posta a monte della batteria fredda deumidifica e raffredda l'aria esterna in estate; in inverno la riscalda ed umidifica, per cui l'umidificatore è eliminato. Nella terza, lo scambiatore rotativo sensibile sostituisce quello rigenerativo a liquido e consente la completa eliminazione della batteria calda.

Gli impianti misti aria-acqua usano acqua refrigerata centralmente per alimentare i terminali, destinati a bilanciare il carico sensibile,

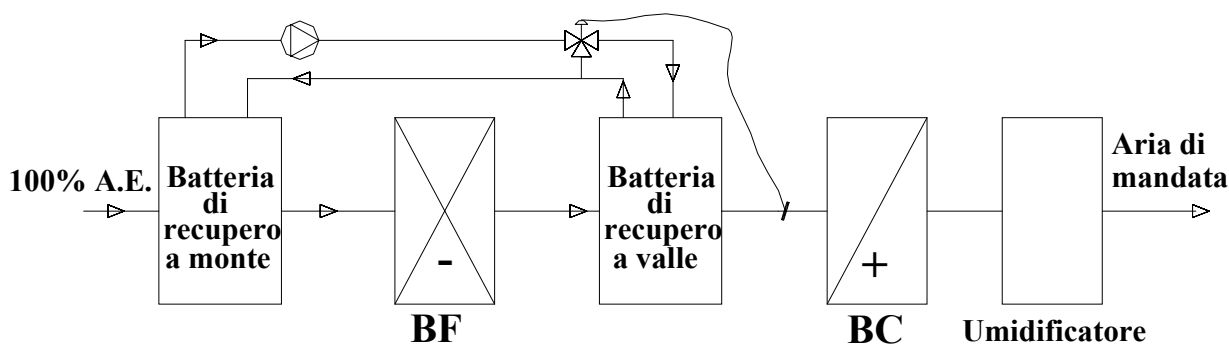
posti nei locali dell'edificio. Il carico sensibile può essere rimosso¹²:

- a) refrigerando e distribuendo l'aria di ricircolo con ventilconvettori;
- b) per convezione ed irraggiamento mantenendo a bassa temperatura il pavimento o pannelli a soffitto. Quest'ultimo metodo è diffuso in Europa ed inizia ad interessare anche gli U.S.A. [24].

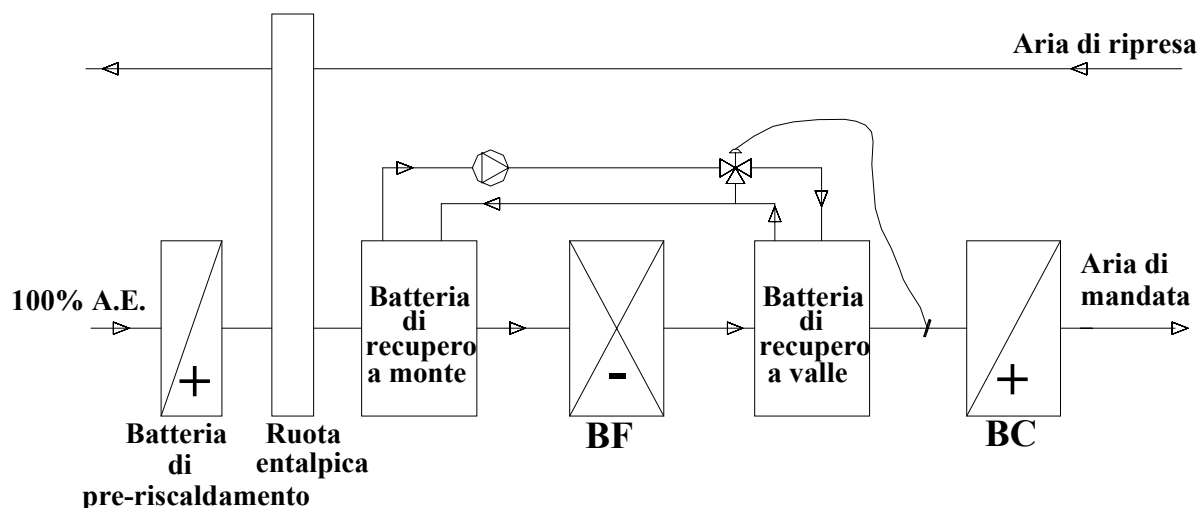
Negli impianti a portata variabile (VAV) il confronto tra il segnale del sensore di T_{ba} di zona ed il setpoint modula la portata dell'aria che è immessa a temperatura costante: al diminuire del carico sensibile rispetto al valore di progetto la portata immessa decresce per l'azione del diffusore VAV. Anche il ventilatore di mandata della U.T.A. deve essere modulato per mantenere, al variare della portata, costante la pressione statica.

Se, a carico parziale, l'aria è immessa a temperatura di rugiada costante, è evidente che la riduzione della portata fornita alla zona causa, a parità di carico latente, un aumento della umidità specifica in ambiente (si veda l'equazione 2.8). Una possibile soluzione consiste nel modulare la temperatura di rugiada dell'aria immessa per mezzo di un sensore di umidità ambiente; la costanza della temperatura di bulbo asciutto dell'aria nel condotto di mandata può essere ottenuta con l'impiego di una batteria di post riscaldamento o di uno scambiatore rigenerativo.

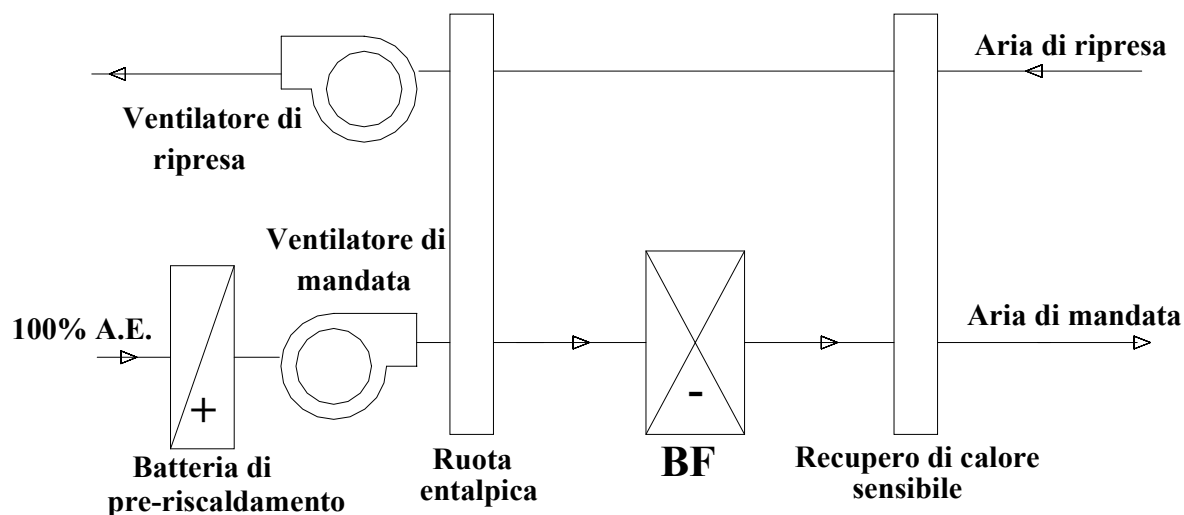
¹² Gli induttori sono terminali che, per mezzo di ugelli alimentati da aria primaria ad alta pressione, inducono il flusso dell'aria di ricircolo attraverso la batteria fredda. L'aria miscelata è immessa nel locale. Questi terminali sono praticamente scomparsi dal mercato.



Configurazione 1: raffreddamento, riscaldamento e umidificazione convenzionali con recupero di calore “run- around-coil”



Configurazione 2: recupero di calore con ruota entalpica e con post riscaldamento “run-around-coil”



Configurazione 3: schema con doppia ruota, una entalpica e una sensibile

Figura 2.7 - configurazioni di U.T.A. dedicate all'aria esterna

Per ovviare all'inconveniente del possibile decadimento della

diluizione degli inquinanti quando la portata diminuisce significativamente, è possibile asservire il sistema di serrande coniugate motorizzate della sezione di miscela aria esterna/aria di ricircolo della U.T.A. ad un sensore di CO₂ (quale indicatore della IAQ). Il rapporto aria esterna/aria di ricircolo cresce al decrescere della portata immessa per l'azione dei diffusori VAV.

2.3 GENERALITÀ SULLA DEUMIDIFICAZIONE CHIMICA

La tecnologia relativa alla deumidificazione chimica dell'aria umida (“desiccant systems”) fornisce un metodo per deumidificare l'aria da immettere in un ambiente da condizionare. Quando i “desiccant systems” sono combinati con un sistema tradizionale a compressione di vapore, rappresentano un mezzo per fornire aria fredda, secca e filtrata migliorando il rapporto costi/benefici.

Nell'ultima decade, questa tecnologia è emersa come alternativa o come supplemento ai sistemi convenzionali a compressione di vapore per raffreddare e condizionare l'aria in edifici ad uso civile e commerciale. Un tipico sistema ibrido combina un “desiccant system” con un sistema di raffreddamento tradizionale a compressione di vapore.

Il processo di deumidificazione continua, mediante i “desiccants”, può essere ottenuto in diversi modi: torre di deumidificazione con liquidi igroscopici nebulizzati (“liquid spray-tower”), torre di deumidificazione con solidi igroscopici impaccati (“solid packed tower”), letto rotante orizzontale (“rotating horizontal bed”), letto verticale multiplo (“multiple vertical bed”) e ruote essiccanti (“rotating wheel”), che poi sono quelle cui è dedicata gran parte del presente studio.

I sistemi basati sui “desiccant” risultano convenienti sotto l’aspetto costi/benefici in quanto, per rimuovere l’umidità dall’aria, utilizzano sorgenti termiche a basse temperature. In generale, i benefici di questi sistemi sono maggiori lì dove l’energia termica richiesta per la rigenerazione del “desiccant” è facilmente reperibile, il costo dell’energia elettrica è alto e la frazione del carico latente è alta (>25%). Se non c’è differenza di costo di energia elettrica, i fattori che influenzano l’aspetto economico includono le condizioni climatiche (umidità esterna) e una richiesta molto alta di aria esterna. In altre situazioni le variabili rilevanti che condizionano l’economia della scelta dovrebbero essere valutate attentamente. Ci sono, tuttavia, alcune applicazioni in cui i benefici di questa tecnologia sono stati così ampiamente dimostrati che non occorre nessuna analisi dettagliata: magazzini, stadi del ghiaccio, gran parte dei supermercati, depositi militari, sale operatorie e tutti i casi in cui il “desiccant” viene usato come supplemento a sistemi di condizionamento già esistenti con una inadeguata capacità di deumidificazione.

Di seguito sarà affrontato il problema della deumidificazione chimica dell’aria in edifici a destinazione civile e commerciale ed in particolare saranno analizzati i sistemi con ruota essiccante (“rotating desiccant system”).

Gli essiccanti sono materiali con alta affinità per il vapore acqueo e possono essere solidi o liquidi. Si parla di adsorbimento quando la natura fisica o chimica del materiale essiccante, generalmente solido, non cambia nel processo di deumidificazione; nel caso contrario si ha invece assorbimento (assorbimento), generalmente con sostanze liquide. Un comune adsorbente solido è il gel di silice, che si comporta come una spugna. Esso ha infatti una struttura altamente porosa; la superficie interna per unità di volume è immensa, all’incirca $250 \text{ m}^2/\text{cm}^3$. I pori che l’attraversano hanno un diametro

dell'ordine dei nanometri ed il loro volume complessivo è circa la metà del volume totale. Tra il vapore ed il solido si esplicano forze attrattive dipendenti dalla particolare coppia vapore-solido e dalla struttura fisica di quest'ultimo. Inizialmente si forma un primo strato di molecole adsorbite e la forza di attrazione decresce all'aumentare della densità superficiale di queste. Questo fenomeno si esalta al crescere del numero di strati. Così come per la liquefazione normale, anche per l'adsorbimento è rilasciata energia termica; i due valori sono dello stesso ordine di grandezza. La quantità adsorbita all'equilibrio può essere espressa come massa o volume (normale) di gas per unità di massa del solido privo di gas. Essiccanti per adsorbimento sono tipicamente costituiti da composti chimici, quali polimeri sintetici, gel di silice, silicati di titanio, zeoliti naturali o sintetici, allumina attivata, "silica +", ecc...[25-29]. Comuni assorbenti sono le soluzioni acquose di glicole etilenico, LiCl, LiBr, CaCl₂. Nel contesto in esame si è interessati ai sistemi rigenerativi, ovvero a quelli per i quali il meccanismo di rimozione dell'umidità risulti continuo.

L'aria da trattare prima dell'immissione nell'ambiente interno è detta "aria di processo". La deumidificazione chimica [9, 13, 30, 31] si basa sulla migrazione del vapore acqueo dall'aria di processo verso la superficie del materiale essiccante causata dalla differenza di pressione parziale di vapore (il valore di p_v è maggiore in seno all'aria umida). Si osservi che il gradiente di pressione è orientato nel verso indicato poiché il materiale essiccante è secco ed a bassa temperatura; se diventa caldo ed umido il gradiente s'inverte e si ha una migrazione del vapore acqueo dal materiale essiccante verso la corrente d'aria umida. Il tipico ciclo cui è sottoposto il materiale essiccante consta di tre trasformazioni, figura 2.8.

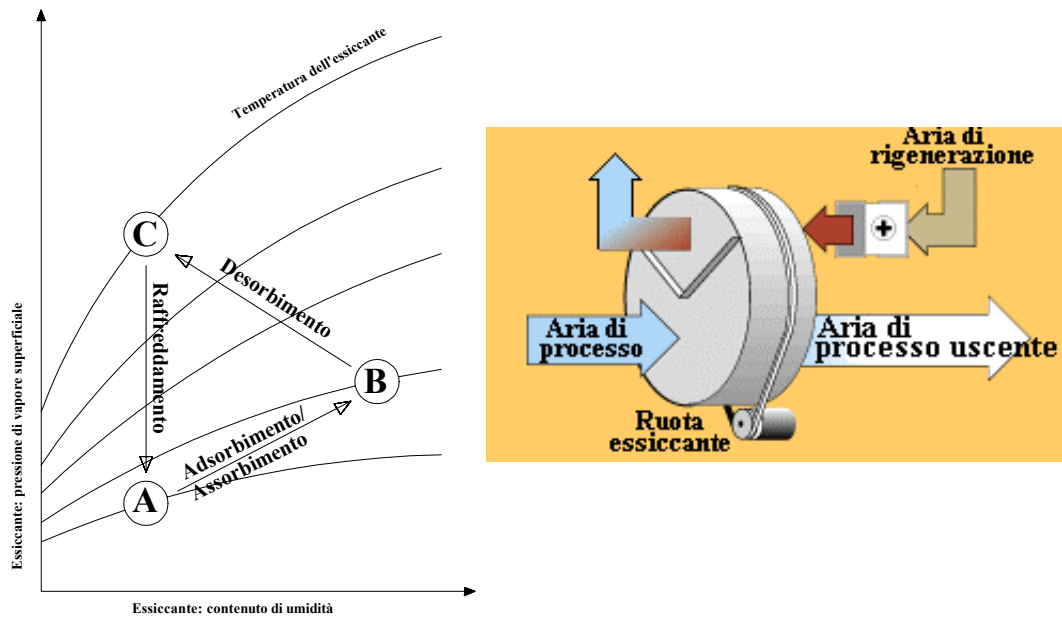


Figura 2.8 - deumidificazione chimica – ciclo tipico a cui è sottoposto il materiale essiccante

- A-B. In A il materiale è freddo e secco; rimuovendo acqua dall'aria di processo la sua p_v superficiale cresce tendendo a raggiungere il valore che regna nell'aria circostante; l'eguaglianza si ha nello stato B: la migrazione del vapore cessa.
- B-C. Il materiale è rimosso dall'aria di processo, è riscaldato ed esposto ad un differente flusso d'aria (aria di rigenerazione, che è poi scaricata in atmosfera): il gradiente s'inverte e la migrazione del vapore acqueo ha luogo dal materiale essiccante verso la corrente d'aria. Nello stato C il contenuto di umidità si è riportato al valore iniziale (A), ma la p_v è molto maggiore a causa della elevata temperatura raggiunta dal materiale.
- C-A. Il materiale è raffreddato fino alla temperatura iniziale. I valori del contenuto di umidità e della p_v sono ripristinati. Il ciclo può ripetersi.

Dalla descrizione del ciclo si deduce che il processo ciclico A-B-C richiede potenza termica: di riscaldamento nel tratto B-C (rigenerazione) e di raffreddamento nel tratto C-A.

Per la rigenerazione di assorbenti liquidi si usa vapore a bassa

pressione o acqua liquida calda; per gli adsorbenti solidi si usa energia termica resa disponibile per combustione (generalmente bruciatori alimentati con gas naturale a fiamma diretta o indiretta). In entrambi i casi, se possibile, si ricorre all'impiego di cascami termici (acqua riscaldata proveniente da pannelli solari, condensatori di gruppi frigoriferi tradizionali, cogeneratori, caldaie sotto-utilizzate, ecc.).

Con riferimento alla figura 2.9, si descrive un tipico apparato per la deumidificazione di una corrente d'aria basato sull'assorbimento.

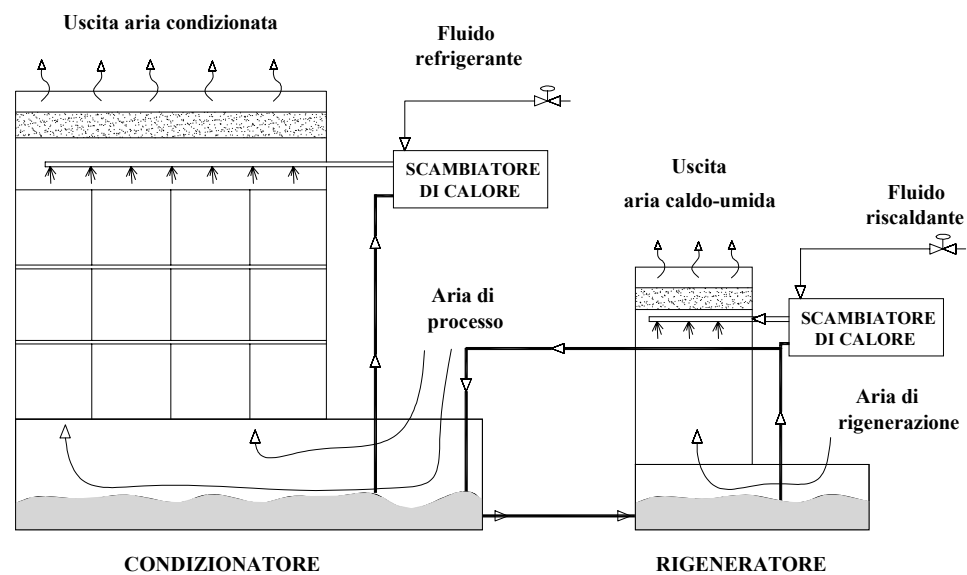


Figura 2.9 - schema di deumidificatore per assorbimento (materiale essiccante liquido)

L'essiccante liquido è distribuito su un materiale di riempimento simile a quello usato nelle torri evaporative, la cui funzione è quella di aumentare la superficie di contatto aria-essiccante per il trasferimento termico e di massa. L'aria di processo fluisce in controcorrente. Al lato della colonna per il condizionamento dell'aria, lo scambiatore di calore refrigera la soluzione per rimuovere il calore di assorbimento e di condensazione. E' presente una seconda colonna per la rigenerazione. La soluzione, infatti, assorbendo il vapore si diluisce e, pertanto, la p_v dell'acqua aumenta. Nella figura 2.10 [9] è

raffigurato il diagramma di equilibrio, alla pressione atmosferica standard, per una soluzione acqua-cloruro di litio, in un formato simile a quello del diagramma psicrometrico. Esso mostra, per ciascuna temperatura, il decrescere della umidità specifica di equilibrio¹³ con il crescere della concentrazione, e, per ciascun valore della concentrazione, il crescere della umidità specifica di equilibrio con il crescere della temperatura. Si comprende, quindi, la necessità di raffreddare la soluzione (il che avviene nella colonna per il condizionamento dell'aria) e di riconcentrarla, come avviene nella colonna di rigenerazione: la soluzione è riscaldata, con lo scambiatore di calore al lato della colonna, per aumentare la p_v dell'acqua e far migrare il vapore dalla soluzione verso una corrente d'aria che è poi scaricata in atmosfera. Un circuito chiuso ricircola con continuità la soluzione tra i bacini di raccolta delle due colonne.

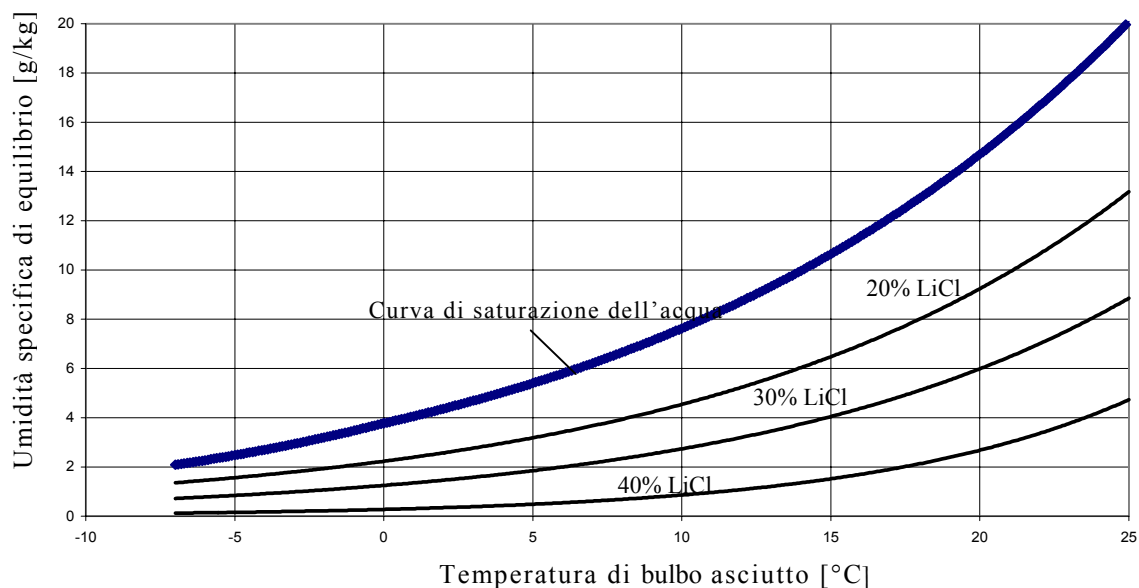


Figura 2.10 - diagramma di equilibrio per una soluzione acqua - cloruro di litio

¹³ Vi è corrispondenza biunivoca tra pressione parziale del vapore ed umidità specifica.

Ciò avviene nella colonna di rigenerazione: la soluzione è riscaldata, con lo scambiatore di calore al lato della colonna, per aumentare la p_v dell'acqua e far migrare il vapore dalla soluzione verso una corrente d'aria che è poi scaricata in atmosfera. Un circuito chiuso ricircola con continuità la soluzione tra i bacini di raccolta delle due colonne.

Se temperatura e concentrazione della soluzione sono opportunamente controllate, l'aria di processo lascia la colonna nelle condizioni psicrometriche richieste per l'immissione in ambiente. Come si vedrà, ciò non avviene nel processo di adsorbimento che richiede, dopo la deumidificazione, un raffreddamento.

E' opportuno osservare che il sistema descritto, qualora sia necessario, può anche umidificare l'aria di processo. E' sufficiente diluire opportunamente la soluzione per invertire il verso del gradiente di pressione.

Sistemi del tipo descritto sono stati usati per edifici di grande taglia nel terziario [13], per i quali i sovra costi sono ragionevolmente compensati dal risparmio energetico. E' prevedibile una più significativa diffusione, anche per potenzialità più contenute, con l'affermarsi dell'importanza del controllo dell'umidità negli edifici: già appaiono nel mercato unità compatte (qualche migliaio di m^3/h).

Riguardo alla deumidificazione per adsorbimento, come già detto, l'essiccante deve essere periodicamente rigenerato. Questa tecnologia, a lungo impiegata in ambito industriale, è oggetto oggi di rinnovato interesse ed estesa anche all'ambito civile, sia per la spinta indotta dai più stringenti requisiti per la IAQ, sia per il graduale ridursi della temperatura di rigenerazione richiesta dai nuovi materiali.

Il vapore acqueo contenuto nell'aria di processo è assorbito a causa della differenza di pressione parziale del vapore tra l'aria di processo e la superficie

del materiale essiccante. Si determina un aumento della temperatura dell'aria di processo causato dalla conversione in calore sensibile sia del calore di condensazione, sia del calore dovuto al processo dell'adsorbimento. In definitiva, l'aria di processo uscente dal deumidificatore ha un'umidità specifica minore ed una temperatura maggiore.

Una prima possibilità applicativa è costituita da un deumidificatore a doppio letto di adsorbimento, figura 2.11: l'aria da deumidificare passa attraverso un letto di materiale essiccante in forma granulare e viene deumidificata; poiché periodicamente il materiale essiccante deve essere rigenerato mediante immissione di aria calda, e per rendere il processo continuo, è necessario un secondo letto che venga rigenerato mentre l'altro funge da deumidificatore. Le funzioni dei due letti si alternano semplicemente mediante l'azionamento delle valvole rappresentate in figura. L'impianto risulta semplice, ma anche ingombrante¹⁴; inoltre, le condizioni dell'aria in uscita non sono uniformi man mano che il materiale essiccante si avvicina alla saturazione.

I limiti suddetti sono superati dai sistemi con essiccanti solidi inseriti in uno scambiatore rotante [13, 32], detto “ruota essiccante” (DW = “desiccant wheel”), più utilizzati del sistema precedente, soprattutto nelle applicazioni di climatizzazione in ambito civile.

Per essere immessa in ambiente, l'aria di processo deve essere successivamente raffreddata, figura 2.12, mediante uno o alcuni dei seguenti componenti: batteria fredda (BF), ad espansione diretta o con liquido refrigerante (generalmente acqua); raffreddatore evaporativo indiretto (IEC); recuperatore di calore (HTX), rotante o statico.

¹⁴ Per evitare la frantumazione dell'essiccante ed una distribuzione non uniforme dell'aria, la velocità deve essere moderata. Questo tipo d'impianto non risulta quindi adatto a trattare portate rilevanti, come spesso è richiesto nel settore HVAC.

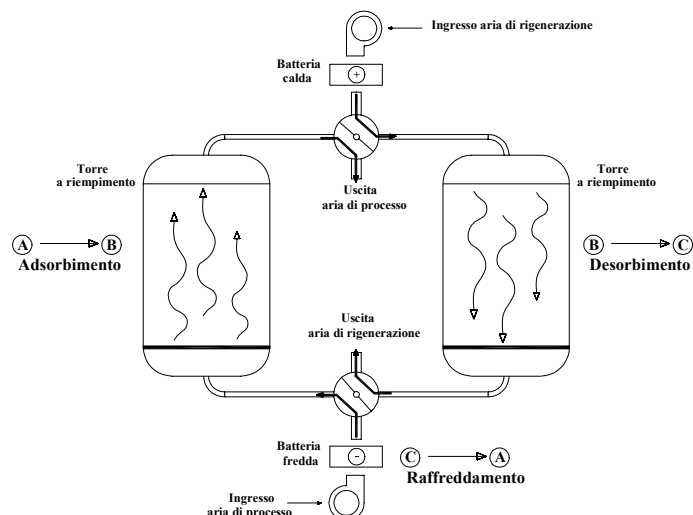


Figura 2.11 - schema di deumidificazione a doppio letto di adsorbimento

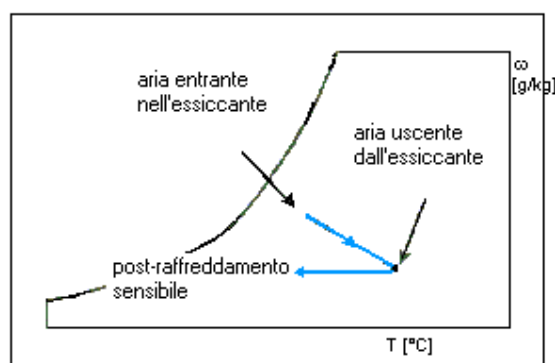


Figura 2.12 - deumidificazione dell'aria per adsorbimento

In figura 2.13 è rappresentata una tipica ruota essiccante¹⁵ [33]. La struttura, molto simile a quella di una ruota entalpica, è usualmente realizzata avvolgendo su se stesso un elemento composto da una lamina ondulata ed una piana. La lamina è fibrosa ed impregnata¹⁶ di essiccante. I canali che si formano per la sovrapposizione delle lamine, disposti parallelamente all'asse della ruota, sono attraversati dall'aria. Il dispositivo ruota lentamente (6-20 giri/h) tra i due flussi d'aria: l'umidità è rimossa dall'aria di processo mediante il materiale essiccante; dopo una parziale rotazione, la porzione di

¹⁵ Tipicamente lo spessore varia tra 5 e 45 cm, il diametro tra 10 e 420 cm.

¹⁶ Quanto più forte è il legame tra il substrato e l'essiccante, minore è il rilascio di quest'ultimo nell'aria trattata; si evita così l'inquinamento dell'aria di processo e lo scadere delle prestazioni della ruota.

ruota satura viene rigenerata da aria calda e secca (“aria di rigenerazione”) per poter essere riutilizzata. Un elemento fisso dotato di una guarnizione flessibile separa i due flussi d’aria. Talvolta dall’aria di processo è prelevata una piccola portata (di spurgo) che raffredda l’essiccante rigenerato per poi miscelarsi con l’aria di rigenerazione entrante.

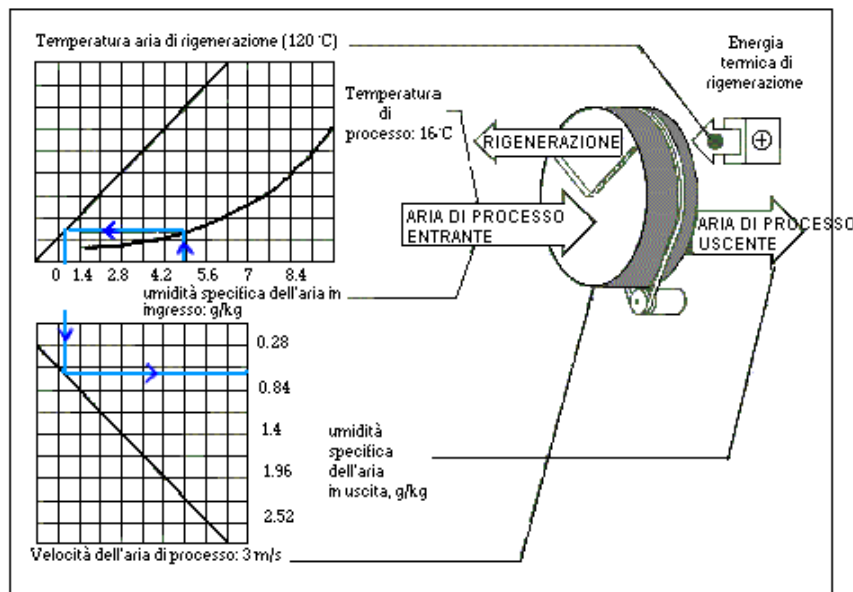


Figura 2.13 - tipica ruota essiccante

Dal diagramma di figura 2.13 si nota che l’umidità dell’aria di processo uscente è funzione del suo stato all’ingresso e della temperatura dell’aria di rigenerazione; il suo valore decresce:

- al diminuire dell’umidità e della temperatura dell’aria di processo entrante;
- all’aumentare della temperatura dell’aria di rigenerazione;
- al diminuire della velocità dell’aria di processo.

Nel cap. 3 saranno analizzati in dettaglio i parametri che influenzano l’efficienza di una ruota essiccante.

BIBLIOGRAFIA

- [1] UNI 10339, "Impianti aeraulici a fini di benessere - Generalità, classificazione e requisiti – Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura", 1995.
- [2] ASHRAE Standard 62-1981, "Ventilation for acceptable indoor air quality", 1981.
- [3] ASHRAE Standard 62-2001, "Ventilation for acceptable indoor air quality", 2001.
- [4] CEN prENV 1752, "Ventilation for buildings: design criteria for the indoor environment", 1996.
- [5] CIBSE Guide A, revision section 2, "Environmental criteria for design", Charter Institute of Building Service Engineers, U, 1993.
- [6] DIN 1946 Part 2, "Ventilation and air conditioning: technical health requirements", 1994.
- [7] NKB Report No.61, "Indoor climate – air quality", Nordic Committee on Building Regulations NKB, 1991.
- [8] Olesen B.W., "International development of standards for ventilation of buildings", ASHRAE Journal, pp.31-39, April, 1997.
- [9] ASHRAE Handbook – Systems and equipment, ASHRAE, Atlanta, 2000.
- [10] Munters Cargocaire, The dehumidification handbook - second edition, Lewis G. Harriman III editor, Amesbury, MA, U.S.A., 1990.
- [11] Harriman III L.G., "The basics of commercial desiccant systems", Heating/Piping/AirConditioning, pp.77-85, July, 1994.
- [12] Neti S., Wolfe E.I., "Measurements of effectiveness in a silica gel rotary exchanger", Applied Thermal Engineering 20, pp.309-322, 2000.
- [13] Harriman III L., Brundrett G.W., Kittler R., Humidity Control Design Guide For Commercial and Institutional Buildings, ASHRAE, 2002.
- [14] Keeler R.M., "Heating and cooling equipment", Moisture Control in Buildings, H.R. Trechsel Editor, ASTM, Philadelphia, pp.195-207, 1994.
- [15] Luxton S., Marshallsay P., "Optimal design of air conditioning systems", Bulletin I.I.R. 98.2, , pp.3-13, 1998.
- [16] Standard for Desiccant Dehumidification Components, Standard 940, Air-Conditioning & Refrigeration Institute, 1998.
- [17] Bellia L., Mazzei P., Minichiello F., Palombo A., "Outdoor-air design conditions relating to the capacity of air-conditioning systems", Int. J. Energy Research, 24, pp.121-135, 2000.
- [18] ASHRAE Handbook – Fundamentals, ASHRAE, Atlanta, 2001.
- [19] Mumma S.A., "Designing dedicated outdoor air systems", ASHRAE Journal, pp.28-31, May, 2001.
- [20] Gatley D.P., "Dehumidification enhancements for 100-percent-outside-air AHUs", part 1, part 2, part 3, Heating/Piping/AirConditioning Engineering, September, October, November, 2000.
- [21] Murphy J., "Dehumidification performance of HVAC systems", ASHRAE Journal, March, pp.23-28, 2002.
- [22] Khattar M.K., "Separating the V in HVAC: a dual-path approach", ASHRAE Journal, May, pp.37-42, 2002.
- [23] Symposium on "Integration of dedicated outside air dehumidification systems and

- terminal sensible cooling/heating”, ASHRAE Transactions, part 1, AT-01-7, pp.545-585, 2001.
- [24] Mumma S.A., “Ceiling panel cooling systems”, ASHRAE Journal, November, 2001.
 - [25] Czanderna A.W., “Polymers as advanced materials for desiccant applications: 1 – Commercially available polymers”, Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.88-97, 1992.
 - [26] Pesaran A.A., Mills A.F., “Moisture transport in silica gel packed beds – I. Theoretical study”, Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.98-109, 1992.
 - [27] Pesaran A.A., Mills A.F., “Moisture transport in silica gel packed beds – II. Experimental study”, Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.110-117, 1992.
 - [28] Schraemli J., Malaterra S., “Il deumidificatore dinamico: tecnologia e applicazioni (The dynamic dehumidifier: technology and applications)”, Condizionamento dell’Aria Riscaldamento Refrigerazione, Vol. 20, No. 12, pp.1197-1204, 1997.
 - [29] Spanninga H.G., Van Dierendonk L.L., Nesterov G., “Desiccant cooling with silica +”, 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings III b, The Hague, The Netherlands, August 20-25, pp.873-880, 1995.
 - [30] Munters Cargocaire, The dehumidification handbook - second edition, Lewis G. Harriman III editor, Amesbury, MA, U.S.A., 1990.
 - [31] Lazzarin R., “La deumidificazione chimica fra teoria e pratica”, Condizionamento dell’aria Riscaldamento Refrigerazione, No. 6, pp.32-40, 2002.
 - [32] Meckler M., “Desiccant-assisted air conditioner improves IAQ and comfort”, Heating/Piping/AirConditioning, pp.75-84, October, 1994.
 - [33] Harriman III L.G., “The basics of commercial desiccant systems”, Heating/Piping/AirConditioning, pp.77-85, July, 1994.

CAP. 3
DEUMIDIFICAZIONE CHIMICA
MEDIANTE
RUOTA ESSICCANTE

3.1 I MATERIALI ESSICCANTI

I materiali essiccanti sono caratterizzati dalla proprietà di attirare e catturare l'umidità. Tale comportamento non è difficile da rilevare in natura, in quanto la maggior parte dei materiali esistenti è in grado di assorbire vapore in modo più o meno evidente. Le fibre naturali e sintetiche, le argille, i peli umani, il sale da cucina, presentano tutti questa capacità; per esempio, le materie plastiche (come il nylon) possono assorbire fino al 6% del loro peso a secco; le superfici di gesso possono immagazzinare una gran quantità di acqua, lo strato di ossido sui metalli attira e trattiene una piccola quantità di acqua in determinate condizioni. La differenza tra questi materiali e gli essiccanti commerciali è la *capacità di assorbimento*, ossia la quantità di vapore assorbita dall'essiccante rispetto al proprio peso "a secco".

Gli essiccanti commerciali riescono a trattenere il vapore dal 10 al 10'000% del loro peso a secco. Essi possono essere solidi o liquidi. Ad esempio le scatole di imballaggio per macchine e componenti elettronici, le confezioni delle calzature e dei capi di abbigliamento, spesso contengono piccole bustine riempite di silica gel, un essiccante solido. I materiali essiccanti sono molto diffusi anche in ambiente farmaceutico e medico, proprio perché consentono di preservare dall'umidità le confezioni di medicinali imballate [1].

Sia le sostanze solide che liquide presentano lo stesso comportamento: la pressione parziale superficiale del vapore è una funzione della loro temperatura e contenuto d'acqua.

Una sottile distinzione tra le diverse sostanze riguarda la loro reazione al vapore condensato.

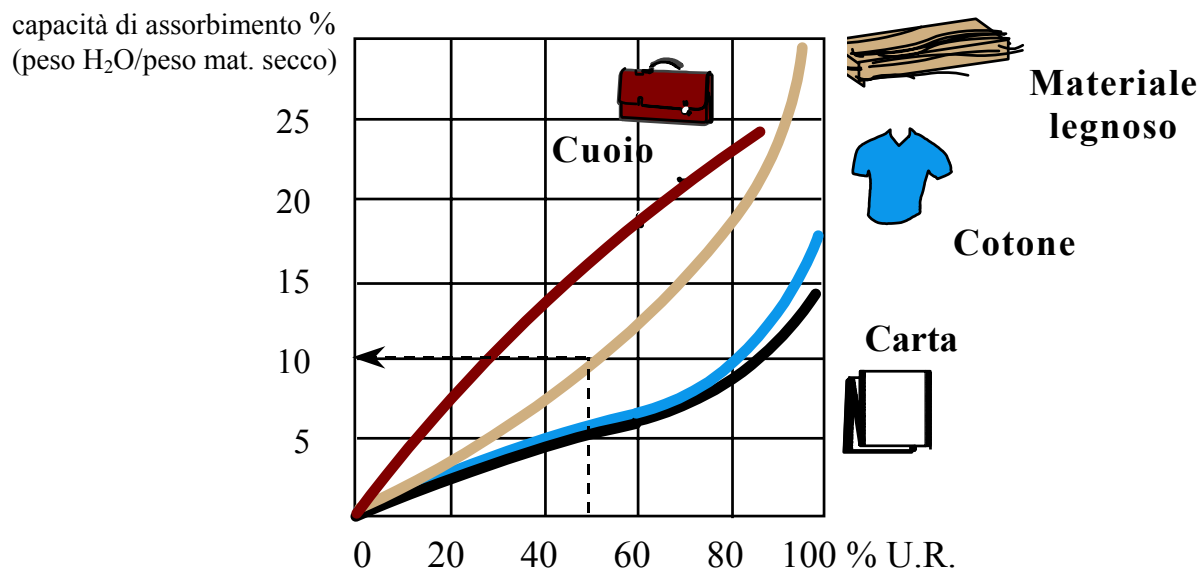


Figura 3.1 – capacità di assorbimento di alcuni materiali

Alcune sostanze, semplicemente, lo assorbono proprio come una comune spugna: le molecole di acqua sono trattenute sulla superficie del materiale e nei ristretti interstizi della vasta superficie capillare interna. Questi essiccanti sono chiamati **adsorbenti**, sono per lo più materiali solidi e non sono soggetti ad alcuna reazione chimica. La maggior parte dei comuni adsorbenti sono zeoliti naturali (minerali alluminosilicati), silica gel e zeoliti sintetiche (chiamate anche “setacci molecolari”).

Altri essiccanti subiscono un cambiamento fisico o chimico nel momento in cui assorbono acqua. Questi sono chiamati **assorbenti** e sono usualmente liquidi, o solidi che diventano liquidi non appena assorbono il vapore. I più comuni liquidi assorbenti sono trietilene di glicole, o trietilene glicolico – un liquido simile all’antigelo per auto – e soluzioni acquose di sali igroscopici quali LiCl (cloruro di litio), LiBr (bromuro di litio) e CaCl₂; un altro esempio è il cloruro di sodio (NaCl), il comune sale da cucina.

Ai fini progettuali non è molto importante sapere se il materiale essiccante funzioni come adsorbente o come assorbente, ma la distinzione esiste.

Le sostanze igroscopiche più comunemente usate nei sistemi con deumidificazione mediante assorbimento chimico sono tre:

1. Silica gel

Esistono diversi tipi di *silica*-gel. Si tratta di essiccanti solidi. Strutturalmente contengono numerosi pori e capillari nei quali l'acqua può condensarsi; il gel di silice ha un alto potere adsorbente. Gli essiccanti in silica gel hanno bassi costi e sono disponibili da taglie di 3/16 inch (in gergo “a goccia”) a grani come polvere. E' particolarmente adoperato nei deumidificatori rotanti (ruote essiccanti).

2. Cloruro di litio

È un assorbente. Si presenta in forma secca quando ciascuna molecola di cloruro di litio è circondata da due molecole d'acqua. Invece, se più di due molecole d'acqua circondano la molecola di LiCl, la sostanza diviene liquida continuando, però, ad assorbire vapore. Il cloruro di litio ha un'alta capacità di assorbire e trattenere l'acqua.

3. Filtri molecolari

Attualmente sono zeoliti sintetici: dei solidi essiccanti e adsorbenti nella forma di silicati di alluminio cristallino prodotti con un processo termico. Mostrano stabilità fisica ed alta capacità di rilasciare acqua ad un elevato intervallo di temperatura di rigenerazione compreso tra 120 e 220°C.

Il cloruro di litio ha la più alta capacità di contenere l'umidità [2].

Il ciclo di vita dei materiali essiccanti dipende dalla quantità e dal tipo di organismi presenti nell'aria trattata.

La vita utile può andare da 10'000 a 100'000 ore, ma talvolta il ciclo di vita è più lungo [3, 4]. Nello stesso tempo le proprietà germicide degli essiccanti, particolarmente nella forma liquida, e la loro capacità di depurazione acquistano notevole enfasi, poiché essi consentono sia di rispettare con alta probabilità il range di U.R. ottimale all'interno degli edifici ($40\% < \text{U.R.} < 60\%$), sia di garantire una buona qualità dell'aria in ambiente [5, 6].

3.2 LA RUOTA ESSICCANTE (ROTATING HONEYCOMBE)

Questo dispositivo è costituito da una ruota (fig.3.2) formata da strutture di supporto Honeycombe (a nido d'ape) impregnate di essiccante solido di tipo assorbente, come il cloruro di litio, o di tipo adsorbente, come il silica gel. Il materiale, finemente suddiviso, è impregnato in una struttura semiceramica che ricorda un cartone increspato (ondulato) arrotolato all'interno di un tamburo, in modo tale che l'aria possa passare liberamente attraverso le scanalature, allineate secondo l'asse del tamburo.

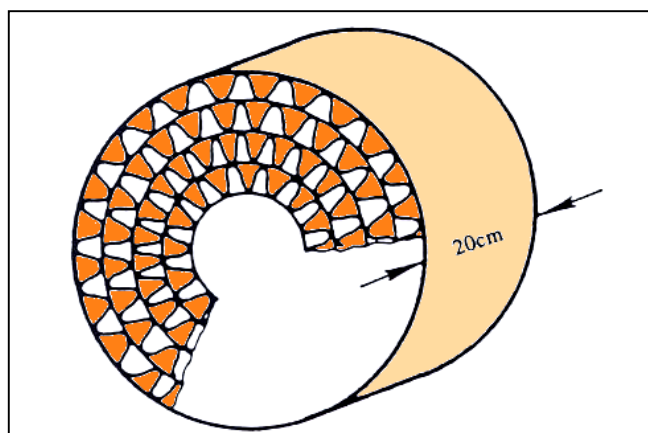


Figura 3.2 – struttura a nido d'ape della ruota essiccante

Questo dispositivo è spesso chiamato *deumidificatore a ruota essiccante* o, più brevemente, *ruota essiccante* (“Desiccant Wheel”, DW). Esso permette di porre a contatto l’essiccante con i flussi d’aria di processo e di rigenerazione.

L’aria che deve essere trattata passa solo attraverso una parte della ruota, l’altra porzione della ruota è soggetta alla corrente di riattivazione (o rigenerazione). Un setto fisso, separa le due correnti d’aria (fig.3.3), analogamente ad uno scambiatore di calore rotativo. La ruota gira lentamente (in genere 6÷30 giri all’ora).

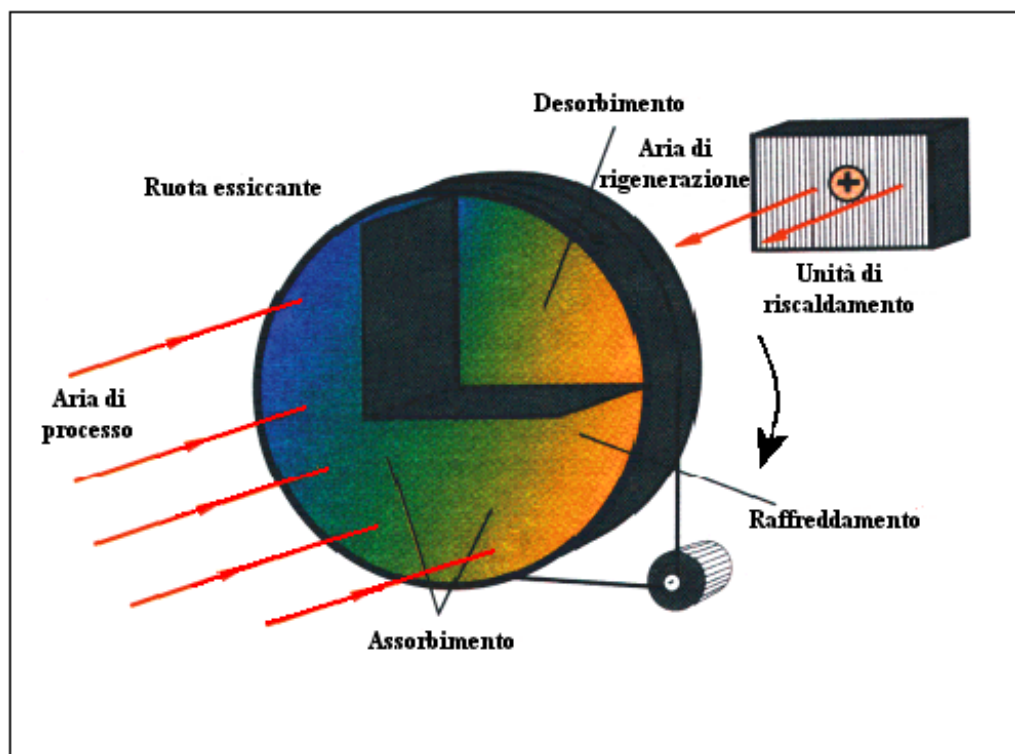


Figura 3.3 – ruota essiccante e correnti d’aria di processo e rigenerazione

Poiché la capacità di assorbimento dipende dall’U.R., una porzione di materiale essiccante può essere asciugata per essere riutilizzata variando l’umidità relativa sulla sua superficie. Mediante riscaldamento l’U.R. dell’aria si riduce e così potrà accettare l’umidità

rilasciata dall'essiccante (fig.3.4).

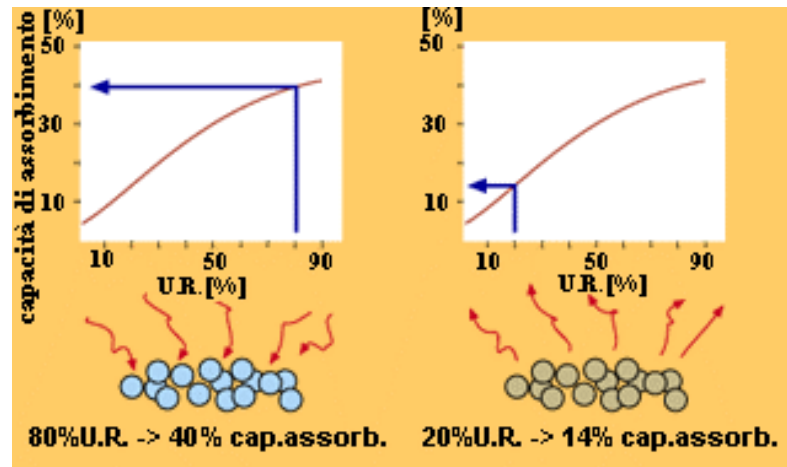


Figura 3.4 – variazione della capacità di assorbimento (riferita al peso secco) al variare della U.R. dell'aria

In un deumidificatore essiccante la situazione è molto più complessa, poiché il contenuto di umidità dell'essiccante e la temperatura cambiano continuamente. Così come il contenuto di umidità e la temperatura dell'aria. Perciò il sistema è dinamico e nulla è “isotermico”.

Per comprendere il ciclo essiccante in un deumidificatore, è utile pensare in termini di differenze di pressioni di vapore anziché di umidità relative che cambiano (si veda quanto già spiegato nel par. 2.3).

L'essiccante, freddo e secco, viene investito dall'aria di processo assorbendone l'umidità, saturandosi ed incrementando la sua pressione parziale superficiale. In seguito il materiale giunge nel lato riattivazione, dove è riscaldato dalla corrente d'aria calda: la pressione parziale aumenta permettendo di rilasciare il vapor acqueo nell'aria di riattivazione.

L'essiccante secco, ma ancora caldo, continuando a ruotare, ritorna nuovamente a contatto con l'aria di processo che lo raffredda durante i

primi angoli di rotazione in questa zona. A questo punto la sostanza igroscopica è in grado di ricominciare un nuovo ciclo.

È intuibile sin d'ora che migliori prestazioni equivalgono ad una maggiore variazione di umidità specifica dell'aria di processo tra ingresso ed uscita.

Una ruota essiccante presenta molti vantaggi:

- la struttura è porosa e leggera;
- è possibile utilizzare sia essiccanti solidi sia liquidi permettendo la progettazione di specifiche applicazioni;
- la combinazione di diversi essiccanti nella stessa ruota consente di raggiungere bassi punti di rugiada e alta capacità (due aspetti in genere mutuamente esclusivi);
- poiché le scanalature sono paragonabili a singoli condotti d'aria rivestiti internamente di sostanze igroscopiche, la superficie dell'essiccante esposto all'aria è massimizzata, e la perdita di pressione è minimizzata;
- il sistema è energeticamente efficiente, essendo minima la massa totale rotante se paragonata alla sua capacità di assorbire umidità;
- infine la manutenzione è semplice.

Un problema di questi deumidificatori è l'elevato costo della ruota. Ma quest'aspetto è evidentemente bilanciato dai vantaggi operativi, dal momento che risulta essere l'apparecchiatura maggiormente installata tra tutte le configurazioni di deumidificatore chimico a pressione ambiente.

Nel seguito, a meno di esplicita indicazione, si farà riferimento a deumidificatori chimici del tipo ruota essiccante.

3.3 PARAMETRI CHE INFLUENZANO L'EFFICIENZA

I deumidificatori chimici rimuovono il vapore acqueo dall'aria, sfruttando la differenza di pressione parziale tra l'aria e la superficie dell'essiccante.

La scelta ed il dimensionamento dei componenti di un deumidificatore si ottiene sulla base dei carichi di picco di richiesta, ma per soddisfare appieno i fabbisogni progettuali è necessario conoscere come varia l'efficienza del dispositivo in condizioni di carico parziale [1-3].

Le variabili che maggiormente influenzano le dimensioni e l'efficienza di una ruota essiccante sono:

Aria di processo

1. temperatura dell'aria in ingresso,
2. contenuto di umidità in ingresso,
3. velocità attraverso il letto essiccante.

Aria di rigenerazione

4. temperatura dell'aria in ingresso,
5. contenuto di umidità in ingresso,
6. velocità attraverso il letto essiccante.

Essiccante

7. quantità di essiccante esposto alle correnti di rigenerazione e di processo,
8. tipo di essiccante.

Nel discutere le prestazioni si farà l'ipotesi che l'unità si trovi

inizialmente in condizioni di equilibrio: l'energia totale sul lato processo è bilanciata dall'energia sul lato rigenerazione. Se ciò non dovesse verificarsi – cosa che potrebbe accadere qualora non fossero sotto controllo le temperature e le portate – il deumidificatore non si comporterebbe secondo quanto previsto.

3.3.1 Temperatura dell'aria di processo in ingresso

Mantenendo costanti tutte le altre variabili, temperature più basse dell'aria di processo in ingresso comportano minore umidità nell'aria all'uscita dal deumidificatore; infatti l'essiccante, essendo investito da un flusso a temperatura più bassa, è più freddo e, quindi, ha una più bassa pressione di vapore superficiale: in tal modo può attrarre più vapore. Al contrario, alte temperature riducono l'efficienza.

Tale comportamento si può facilmente osservare nei diagrammi forniti dalle case costruttrici (un es. è riportato nel cap.4, fig.4.12).

È bene che il progettista tenga presente quanto di seguito riportato.

- Se sono attese alte temperature dell'aria di processo in ingresso (climi caldi), bisogna verificare che l'unità sia effettivamente capace di deumidificare alla temperatura più alta di processo attesa; è preferibile in casi del genere, se possibile, selezionare un essiccante meno sensibile alla temperatura. Inoltre, può essere opportuno pre-raffreddare, in modo da assicurare la desiderata umidità in uscita.
- Condizioni più fredde dell'aria di processo, rispetto al previsto, non degradano l'efficienza. Questa è la ragione per cui le unità essiccanti sono spesso usate al posto di deumidificatori basati sul raffreddamento in aree e spazi di depositi freddi che non sono riscaldate durante il periodo

invernale.

- I benefici effetti di più basse temperature in ingresso sono minori se il contenuto di umidità in ingresso è molto basso. In tale circostanza, i miglioramenti, generalmente, non sono tali da giustificare l'investimento di un'apparecchiatura di pre-raffreddamento.

3.3.2 Contenuto di umidità dell'aria di processo in ingresso

Mantenendo costanti tutte le altre variabili, più basso è il contenuto di umidità in ingresso all'essiccante, minore è l'umidità presente nell'aria all'uscita dell'essiccante. La fig.3.5 mostra l'andamento di tale relazione.

Un più basso contenuto di umidità in ingresso dà luogo, inoltre, ad una più bassa temperatura dell'aria in uscita (fig.3.6); ciò avviene principalmente perché il calore proveniente dall'adsorbimento dell'umidità rimossa dall'aria è convertito in calore sensibile. Il calore di adsorbimento è composto dal calore latente di condensazione dell'umidità rimossa, e da un calore chimico addizionale, che varia in base al tipo di essiccante e all'umidità dell'aria di processo in uscita. Inoltre, un'ulteriore aliquota di calore giunge all'aria di processo dal settore di rigenerazione, poiché l'essiccante è caldo appena entra a contatto con l'aria di processo. Generalmente l'80–90% dell'incremento di temperatura è dovuto, comunque, al calore di assorbimento.

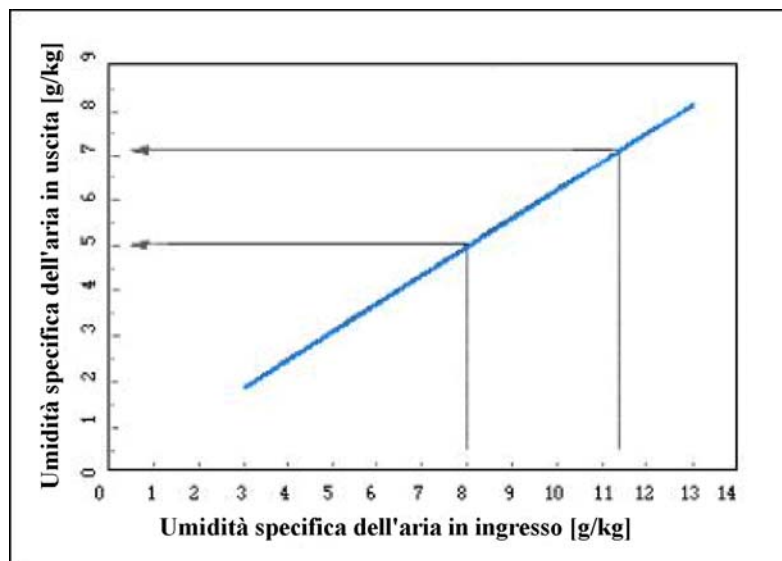


Figura 3.5¹⁷ - variazione dell'umidità specifica dell'aria in uscita dalla ruota al variare dell'umidità specifica dell'aria in ingresso

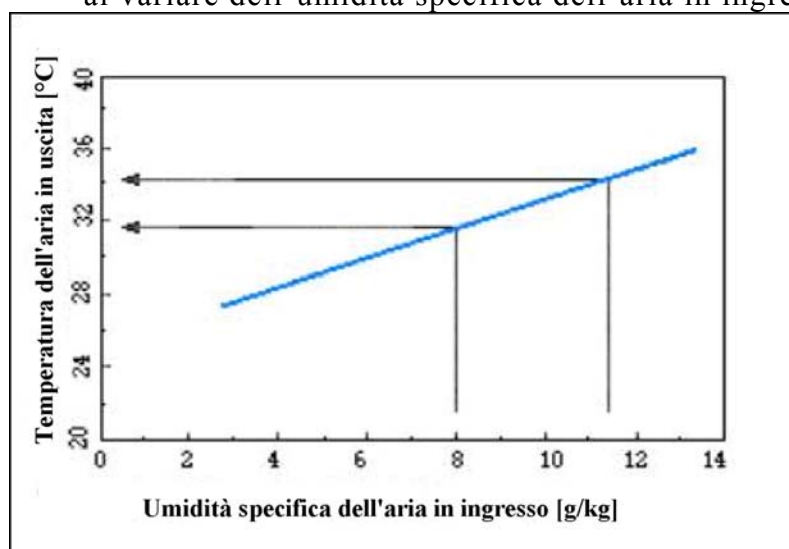


Figura 3.6 - variazione della temperatura dell'aria in uscita dalla ruota al variare dell'umidità specifica dell'aria in ingresso

Nella figura 3.7 vengono riassunte le figure precedenti, con riferimento a tipici valori delle grandezze in gioco [10]; in particolar modo si può osservare l'effetto combinato delle variazioni di umidità e temperatura dell'aria in ingresso, sull'umidità e temperatura dell'aria in uscita dalla ruota essiccante. I miglioramenti delle prestazioni sono evidenziati da una maggiore variazione

¹⁷ I diagrammi di seguito esposti sono puramente indicativi e validi esclusivamente per fini didattici; sono tratti da ASHRAE Handbook – 1996 Systems and Equipment – Chapter 22.

di umidità tra ingresso ed uscita: maggiore è tale differenza, più efficiente è la ruota.

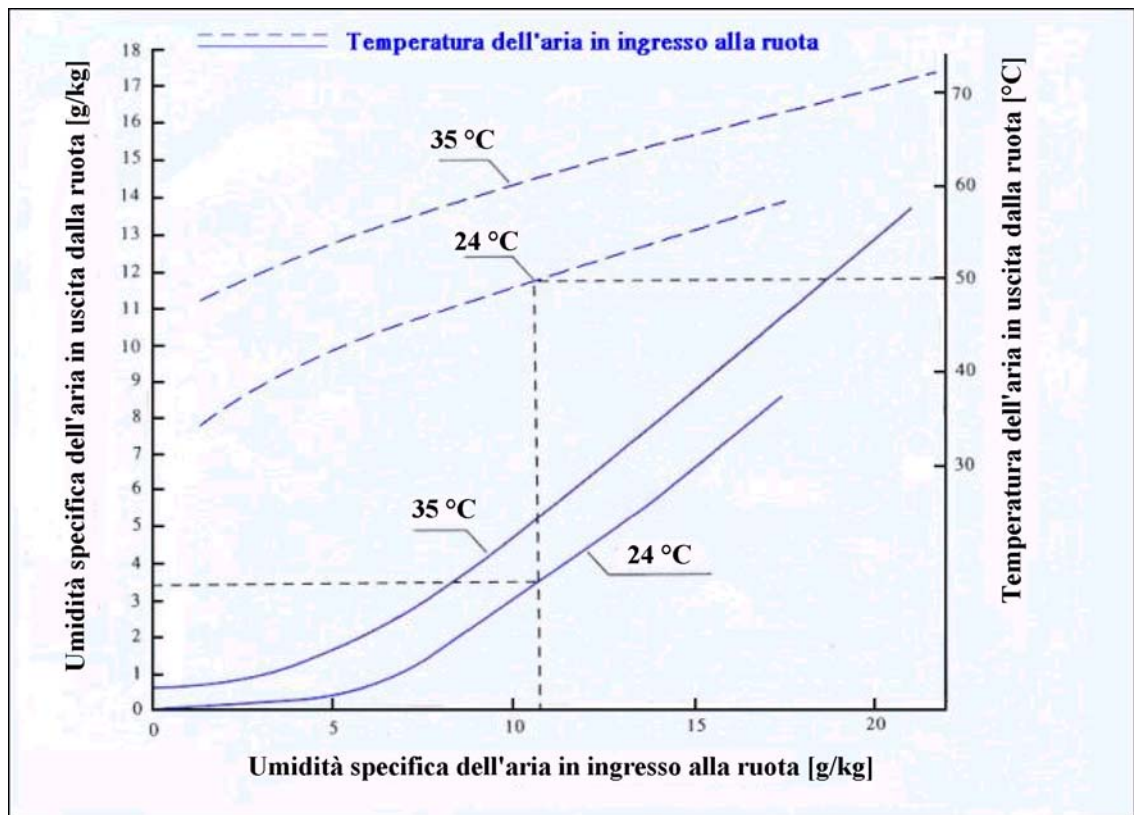


Figura 3.7 - variazione dell'umidità specifica e della temperatura dell'aria in uscita dalla ruota al variare dell'umidità specifica dell'aria in ingresso

È bene che il progettista tenga presente quanto di seguito riportato.

- Se l'aria di processo entrante è più umida del previsto, quella in uscita dalla ruota essiccante risulta essere più calda di quanto ci si aspetti; se l'ambiente da condizionare richiede una temperatura rigorosamente costante, sarà necessario un raffreddamento a valle del deumidificatore.
- Se l'aria di processo entrante è più umida del previsto, anche quella in uscita dalla ruota essiccante risulta essere più umida di quanto ci si aspetti; in tal caso, per mantenere un livello di umidità costante nel locale da condizionare, bisognerà selezionare un essiccante più efficace.
- Se l'aria entrante, invece, è meno umida del previsto, quella in uscita

dal sistema risulterà essere più secca del necessario; se all'interno dello spazio condizionato è importante mantenere un livello di umidità costante, allora bisognerà evitare che tutta l'aria da immettere nel locale attraversi la ruota essiccante.

- Come si evince dalla fig.3.5, per raggiungere bassi valori di umidità specifica in uscita è necessario che l'aria di processo in ingresso alla ruota abbia dei valori relativamente bassi di umidità specifica¹⁸. Questa osservazione è estremamente importante ai fini progettuali, poiché non esistono in commercio ruote essiccanti in grado di ottenere bassi valori di umidità specifica in uscita se in ingresso l'umidità specifica e la temperatura dell'aria sono elevate.

3.3.3 Velocità dell'aria di processo

La velocità dell'aria attraverso il letto essiccante incide profondamente sull'assorbimento del vapore acqueo. La fig.3.8 mostra come al diminuire della velocità dell'aria di processo attraverso il letto, diminuisce anche l'umidità in uscita e quindi l'efficienza aumenta.

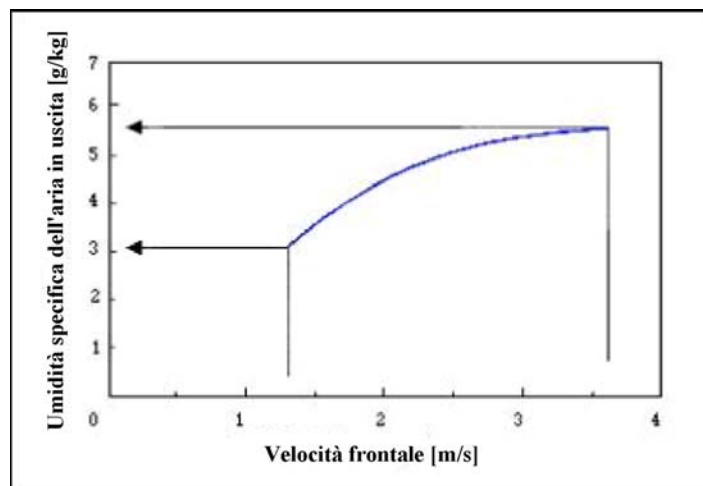


Figura 3.8 - variazione dell'umidità specifica dell'aria in uscita dalla ruota al variare della velocità dell'aria in ingresso

¹⁸ Ciò è rigorosamente valido se si ritengono costanti tutte le altre variabili.

Perciò, se si vuole mantenere un livello di umidità estremamente basso negli ambienti, è necessaria una bassa velocità dell'aria. Tuttavia ciò implica – a parità di portata volumetrica – dimensioni più grandi della ruota essiccante, il che si traduce in più alti costi iniziali. E' questo il motivo per il quale i deumidificatori sono generalmente selezionati alla più alta velocità che realizzi la necessaria rimozione di vapore.

Il progettista deve tener presente quanto di seguito riportato.

- Se l'umidità in uscita deve essere molto bassa, la velocità dell'aria è abbastanza critica: il progettista dovrebbe installare un sistema di monitoraggio del flusso d'aria per evitare che si abbiano variazioni di velocità non previste.
- Se l'aria in ingresso ha un alto livello di umidità, la variazione di tale livello al variare della velocità dell'aria stessa è alquanto contenuta, cioè la differenza di efficienza tra bassa e alta velocità è piuttosto bassa quando l'umidità in ingresso è alta; perciò una ruota più grande potrebbe fornire solo piccoli miglioramenti prestazionali.
- Se la velocità con cui viene asportato il vapore (misurata in kg/h) è più importante del punto di rugiada dell'aria immessa in ambiente (ossia del livello di umidità da ottenere), si può usare un sistema più piccolo e più economico con velocità dell'aria più elevata.

3.3.4 Temperatura dell'aria di rigenerazione in ingresso

In un deumidificatore rotante, l'essiccante viene asciugato e rigenerato da una corrente di aria calda. Più è calda l'aria di rigenerazione, più facilmente l'essiccante rilascia vapore acqueo e si rigenera.

L'aria di rigenerazione ha, quindi, un forte effetto sulle prestazioni: maggiore

è la temperatura di rigenerazione, maggiore è la quantità di umidità rimossa sul lato processo. Ciò è mostrato nella figura 3.9, valida per umidità dell'aria di processo in ingresso costante, pari a 8 g/kg [10].

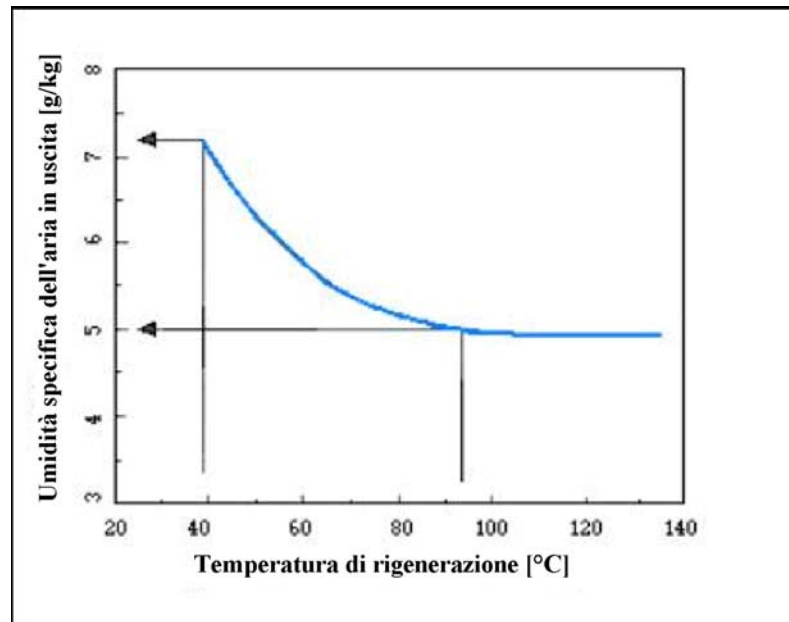


Figura 3.9 - variazione dell'umidità specifica dell'aria in uscita dalla ruota al variare della temperatura di rigenerazione

Il progettista deve tener presente quanto di seguito riportato.

- Se nell'ambiente da condizionare è richiesta aria molto secca, risulta essere una scelta economicamente valida una temperatura di rigenerazione abbastanza alta (generalmente 100-120°C dovrebbero essere sufficienti).
- Se l'ambiente da condizionare non richiede una deumidificazione eccessiva, la temperatura di rigenerazione necessaria non sarà particolarmente alta, spesso addirittura al disotto degli 80°C. In tal caso appare evidente l'opportunità di sfruttare sorgenti energeticamente economiche, quali cascami termici (fumi, scarichi liquidi caldi, vapore, ecc.), energia termica da cogenerazione o da condensatori di macchine frigorifere. Tuttavia occorrerà installare una ruota più grande (e più

costosa) di quella che si userebbe, per produrre le stesse condizioni di uscita sul lato di processo, sfruttando una sorgente di calore ad alta temperatura di rigenerazione. Infatti il carico di umidità del processo non cambia, ma poiché ΔT_{rig} è più basso, la portata d'aria di rigenerazione deve aumentare affinché l'energia netta di rigenerazione ($m_{\text{rig}} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{rig}}$) rimanga la stessa. L'installazione di unità più grandi per ottenere gli stessi effetti che si avrebbero con alte temperature di rigenerazione comporta, come intuibile, velocità dell'aria di processo più basse.

La fig.3.10 mostra gli effetti della temperatura di rigenerazione sulla temperatura dell'aria di processo in uscita dalla ruota, sempre quando il contenuto di umidità dell'aria di processo in ingresso è costante.

Se il settore di rigenerazione è molto caldo, una maggiore quantità di calore – dovuto alla conversione da latente a sensibile – è trasferita dal lato di rigenerazione al lato di processo appena la massa di essiccante ruota passando dalla rigenerazione al processo. Una conseguenza di questa relazione è che le case costruttrici cercano continuamente di minimizzare la massa superflua in una ruota essiccante, sia per evitare raffreddamenti che per evitare riscaldamenti extra.

Teoricamente, quindi, il più efficace deumidificatore ha una superficie essiccante infinitamente grande ed una massa infinitamente piccola.

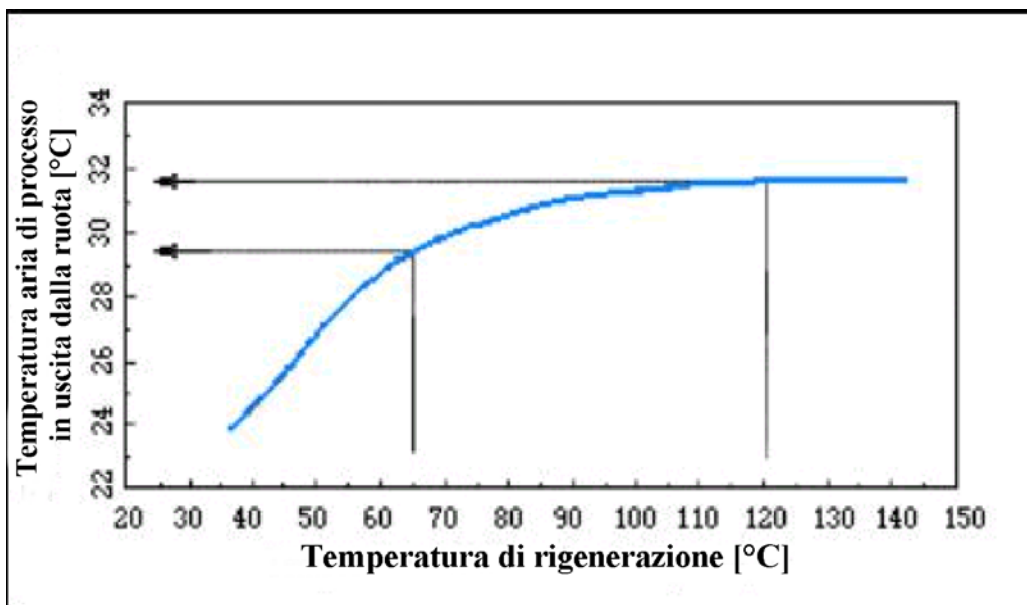


Figura 3.10 - variazione della temperatura dell'aria di processo al variare della temperatura di rigenerazione

3.3.5 Umidità dell'aria di rigenerazione in ingresso

In genere l'umidità presente nell'aria di rigenerazione non influisce sulle prestazioni della ruota essiccante. Tuttavia bisogna prendere in considerazione alcuni aspetti meccanici. Potrebbe manifestarsi una perdita tra l'aria umida di rigenerazione in ingresso e l'aria secca di processo in uscita dall'unità. La perdita d'aria dalla corrente di rigenerazione a quella di processo aumenterà il livello di umidità dell'aria di processo in uscita, riducendo l'efficienza del deumidificatore.

Il progettista deve tener presente quanto di seguito riportato.

- Quando è necessaria aria particolarmente secca, si dovrebbe montare il ventilatore dell'aria di processo prima anziché dopo il deumidificatore, in modo tale che le perdite si muovano dall'aria secca di processo all'aria di rigenerazione, e non il contrario; ciò si ripercuote, però, sulle perdite di carico a valle della ruota.

3.3.6 Velocità dell'aria di rigenerazione

In un deumidificatore rotante l'aria di rigenerazione è utilizzata sia per fornire calore all'essiccante che per allontanare dall'unità il vapore d'acqua rimosso. Sono necessarie velocità maggiori per il riscaldamento che per l'asportazione di umidità.

Se aumenta il carico di umidità dell'essiccante, deve essere fornita più energia all'essiccante per assicurare la rigenerazione completa e mantenere il sistema in equilibrio.

L'effetto di una minore velocità è paragonabile a quello di una più bassa temperatura di rigenerazione, in quanto il calore netto disponibile all'essiccante è una funzione di $\dot{V}_{\text{rig}} \cdot \Delta T_{\text{rig}}$: alti flussi di rigenerazione e alte temperature di rigenerazione forniscono più calore all'essiccante, il che significa che può assorbire più umidità sul lato di processo, perché il materiale è stato essiccato in modo più spinto nella rigenerazione. Comunque, se la temperatura dell'aria di rigenerazione rimanesse costante, incrementare la portata oltre il minimo indispensabile per rimuovere l'umidità dalla ruota essiccante risulterebbe uno spreco di energia, in quanto quest'ultima verrebbe semplicemente dissipata.

Il progettista deve tener conto di alcune implicazioni, di seguito riportate.

- Generalmente è sempre necessario il filtraggio dell'aria di rigenerazione. È importante, allora, assicurare che la sostituzione e la pulizia dei filtri siano dei compiti semplici da svolgere. Senza manutenzione i filtri tenderebbero ad intasarsi, riducendo la portata di aria e quindi l'efficienza del deumidificatore.
- La portata di rigenerazione dovrebbe essere controllata per evitare velocità diverse da quelle previste.

- L'intervallo operativo necessario in rigenerazione (relativo a \dot{V}_{rig} o T_{rig}) potrebbe essere molto ampio a cause delle ampie variazioni stagionali del carico di umidità nell'aria di processo. Il progettista deve scegliere la taglia del ventilatore e della batteria calda di rigenerazione per il massimo carico, ma deve tener conto della minore efficienza in condizioni di carico parziale; a meno che non si voglia investire maggiormente nei controlli di modulazione (modulazione su \dot{V}_{rig} o su T_{rig}).
- Se in un deumidificatore Honeycombe è adoperato un essiccante liquido, ad es. LiCl, si deve prestare particolare cura al processo di rigenerazione, poiché se l'essiccante assorbisse più acqua del previsto, vi potrebbe essere il rischio che l'essiccante coli attraverso la struttura di supporto.

3.3.7 Quantità di essiccante esposto alla corrente

La quantità di umidità rimossa dall'aria dipende da quanto essiccante l'aria incontra sul suo cammino: una maggiore quantità di essiccante consente di rimuovere una maggiore quantità di umidità.

In un deumidificatore chimico rotante, vi sono due modi per esporre più essiccante all'aria:

1. incrementare la velocità di rotazione della ruota;
2. aumentare la profondità della ruota.

Entrambe le possibilità comportano un incremento dei costi di esercizio, poiché incrementando la quantità di essiccante aumenta l'energia richiesta per il raffreddamento nel lato di processo.

Infatti, quando l'essiccante ritorna dal lato di rigenerazione al lato di processo porta con sé calore, la cui quantità è direttamente proporzionale alla

massa di essiccante e alla differenza tra la temperatura dell'essiccante caldo e la temperatura dell'aria di processo (più fredda). Quanto più essiccante gira tra i due flussi (di processo e di rigenerazione), tanto più calore sarà trasferito al lato di processo, pertanto dovrà essere impiegata più energia per raffreddare l'essiccante e l'aria di processo.

Inoltre, se l'incremento della quantità di essiccante è ottenuto aumentando la profondità della ruota (caso 2), l'aria incontra una maggiore resistenza nell'attraversare l'apparecchiatura¹⁹ e, quindi, aumentano i costi energetici del ventilatore, oltre ad avere il già citato effetto di aumentare la massa di essiccante in movimento tra lato di processo e di rigenerazione, il che richiede più energia per il raffreddamento nel lato di processo.

3.3.8 Tipo di essiccante

Ciascuna sostanza igroscopica ha delle caratteristiche uniche di assorbimento che influenzano l'efficienza del deumidificatore. Tali caratteristiche possono essere rappresentate graficamente dalle isoterme di assorbimento, che indicano la capacità di assorbimento dell'essiccante in funzione della umidità relativa dell'aria di processo quando sia l'essiccante che l'aria sono alla stessa temperatura. In particolare, la figura 3.11 mostra la capacità deumidificante di 4 essiccanti alla temperatura di 25°C, mentre nella tab.3.1 vengono riportate le capacità di assorbimento dei quattro essiccanti per una umidità relativa dell'aria esterna pari al 20%.

Nei deumidificatori, però, la determinazione della massa di essiccante non si ottiene semplicemente sfruttando tale diagramma, perché il problema è considerevolmente più complesso.

¹⁹ L'aria che attraversa i passaggi rettilinei è in condizioni di moto laminare piuttosto che turbolento, e la resistenza aumenta in proporzione alla profondità della ruota.

Difatti, nei deumidificatori attuali il processo di assorbimento non è in alcun modo isotermico, la temperatura dell'aria di processo e dell'essiccante ed il contenuto di umidità variano costantemente al muoversi dell'aria attraverso la superficie dell'essiccante.

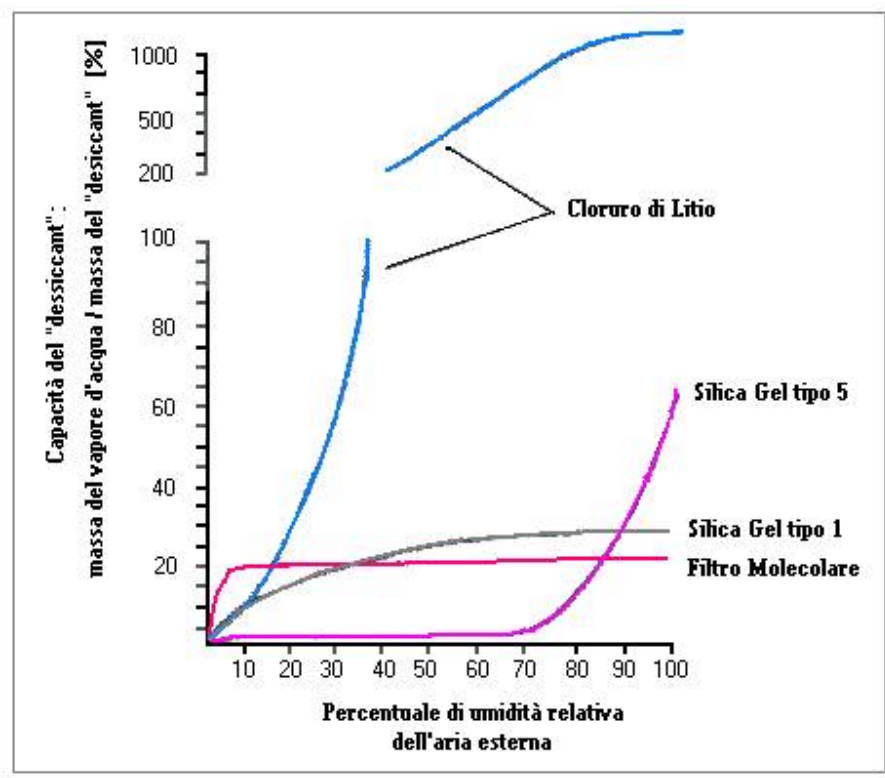


Figura 3.11 - variazione della capacità di assorbimento dell'essiccante al variare dell'U.R. dell'aria esterna

Tabella 3.1 – capacità di assorbimento dell'essiccante (massa di acqua assorbita/massa di essiccante in %) con U.R. dell'aria esterna al 20%

	Capacità dell'essiccante (T=25°C, U.R.=20%)
Cloruro di Litio	35%
Filtri Molecolari	20%
Silica Gel Tipo 1	15%
Silica Gel Tipo 5	2,5%

L'isoterma di assorbimento è, comunque, utile per illustrare il motivo per

cui, in determinate applicazioni, è conveniente impiegare degli essiccanti anziché altri.

Ad esempio, osservando il grafico di fig.3.11 si nota che, per valori di U.R.<10%, i filtri molecolari presentano una capacità di assorbimento maggiore rispetto agli altri essiccanti, pertanto sarà necessario meno essiccante per rimuovere un dato peso di acqua.

Le isoterme di fig.3.11 ci fanno anche capire perché alcuni produttori usano più di un essiccante nella medesima unità. Per esempio è possibile combinare due tipi di silica gel: il tipo 1 che ha una buona capacità in un ampio intervallo ed il tipo 5 che assorbe una maggiore quantità di acqua al di sopra di U.R. =90% .

Il comportamento dell'essiccante è, comunque, molto più complesso di ciò che appare da una singola isoterma, in particolare se si considera che le caratteristiche di desorbimento sono importanti quanto quelle di assorbimento per l'efficienza dell'unità. Inoltre si complica ulteriormente quando si ha a che fare con combinazioni di essiccanti.

Così come la profondità del letto essiccante e la velocità di rotazione, la scelta del tipo e della quantità di essiccante usata in una data applicazione è effettuata dalla casa costruttrice piuttosto che dal progettista dell'impianto.

La durata e la resistenza di una sostanza igroscopica è funzione del grado e del tipo di contaminazione. La scelta del tipo di essiccante è effettuata in base alle caratteristiche di ciascun materiale, tenendo conto di quanto segue.

- I solidi adsorbenti, come il gel di silice ed i filtri molecolari, trattengono l'acqua sulla loro superficie e nelle strette fessure di ciascuna particella. Se si ostruissero di pulviscolo ci sarebbe meno spazio per l'acqua e di conseguenza l'efficienza diminuirebbe lentamente di anno in

anno.

- Per alcuni materiali, se sottoposti ad un'alta temperatura di rigenerazione, si può verificare l'ostruzione dei pori o la modifica delle caratteristiche superficiali dell'essiccante.
- Gli assorbenti liquidi, come LiCl, assorbono acqua attraverso reazioni chimiche. La presenza di altri composti chimici nel flusso può interferire con la reazione o variare la natura chimica dell'essiccante, degradando, negli anni, la capacità assorbente.
- Tutti gli essiccanti, liquidi o solidi, possono emettere piccole particelle nell'aria se questa è veicolata ad elevata velocità. Il processo è estremamente lento: infatti le quantità emesse sono di una parte su 10000 di massa di essiccante in un anno.

Le precauzioni che devono essere prese per preservare lo stato dell'essiccante sono semplici:

- filtrare l'aria prima di immetterla nel deumidificatore;
- valutare se filtrare l'aria in uscita dal deumidificatore qualora vi dovessero essere piccole quantità di particelle dannose;
- consultare il produttore se si prevedono grandi quantità di vapori oltre all'acqua presente nel sistema; in tal caso sarà opportuno adottare un essiccante che sia in grado di assorbire anche tali vapori.

3.4 CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI DELLE RUOTE ESSICCANTI

La quantità di umidità rimossa da una ruota essiccante attiva dipende, come si è visto (par.3.3.1÷3.3.8), da un considerevole

numero di parametri.

Risulta, quindi, estremamente difficile porre a confronto le prestazioni dei deumidificatori.

Sono stati effettuati alcuni anni fa dei test sulle ruote essiccanti da parte del “National Renewable Energy Laboratory” (NREL), in collaborazione con altri enti²⁰, al fine di realizzare la stesura dei nuovi Standard ARI e ASHRAE per la certificazione delle ruote essiccanti [11].

Già nel 1995 NREL ed “Oak Ridge National Laboratory” (ORNL) avevano intrapreso una serie di esperimenti per valutare l’efficienza di un deumidificatore chimico. In tal modo sono state definite una serie di “figure di merito” che permettono di “normalizzare” l’efficienza di un deumidificatore.

Le figure di merito sono determinate sulla base del principale indicatore di efficienza, il “Moisture Removal Capacity” (MRC), che rappresenta la quantità di vapore rimossa in un’ora ed è così definito:

$$MRC = m_{p,in} (\omega_{p,in} - \omega_{p,out}) \quad [kg/h]$$

dove:

$m_{p,in}$ è la portata massica di aria di processo in ingresso;

$\omega_{p,in}$ è l’umidità specifica di aria di processo in ingresso;

$\omega_{p,out}$ è l’umidità specifica di aria di processo in uscita.

²⁰ Il NREL collabora con industrie che operano nel campo della deumidificazione con essiccanti, testando le varie ruote. In particolare si tratta di Munters Cargocaire, Air Technology Systems e US Rotors (ora LaRoche Air Systems). La ricerca fino ad ora è stata improntata sugli essiccanti solidi come silica gel e polimeri; per il futuro ci si rivolgerà anche all’approfondimento degli essiccanti liquidi.

Ciascuna normalizzazione mette in luce un diverso aspetto dell'efficienza [12]; si hanno pertanto le seguenti figure di merito:

- $\frac{MRC}{\dot{V}_p} = \left[\frac{\text{kg/h}}{\text{m}^3/\text{s}} \right] \rightarrow$ capacità normalizzata rispetto alla portata volumetrica di aria di processo. Normalizzando rispetto alla portata volumetrica si fornisce, sostanzialmente, la caduta di umidità attraverso la ruota²¹.

- $\frac{MRC}{P_{\text{fan}}} = \left[\frac{\text{kg/h}}{\text{kW}} \right] \rightarrow$ capacità normalizzata rispetto alla potenza teorica del ventilatore.

- $\frac{MRC}{\text{Vol}} = \left[\frac{\text{kg/h}}{\text{m}^3} \right] \rightarrow$ capacità normalizzata rispetto al volume della ruota. Tale parametro è molto utile dal momento che le dimensioni della ruota influenzano il costo di impianto.

- $\frac{MRC}{\text{Vol} / \dot{V}_p} = \left[\frac{\text{kg/h}}{\text{m}^3/(\text{m}^3/\text{h})} \right] \rightarrow$ capacità normalizzata rispetto alla portata volumetrica ed al volume della ruota.

Le figure di merito sono un tentativo di normalizzazione dell'efficienza dei deumidificatori. Attualmente, negli U.S.A. è in vigore solo una norma dell'ARI standard 940-1998 che stabilisce quattro condizioni

²¹ La normalizzazione è effettuata supponendo la densità dell'aria costante; poiché la densità dell'aria decresce del 2% passando dal 30% al 70% di umidità relativa il procedimento non è del tutto esatto.

termoigrometriche dell'aria di processo (tab.3.2) in ingresso alla ruota per testare il deumidificatore. Tutti gli altri parametri sono a discrezione della casa costruttrice [7].

Tabella 3.2 – condizioni standard ARI

	T_{ba} [°C]	ω [g _v /kg _a]
1	35.0	14.0
2	26.7	17.4
3	26.7	11.0
4	7.2	6.3

Nelle figure 3.12 e 3.13 sono presentate, per tre località italiane e per due differenti condizioni di progetto esterne, le prestazioni tipiche di una ruota essiccante. La figura 3.12 è basata su dati tipo [14], la figura 3.13 su quelli di una particolare ruota in corrispondenza di una bassa temperatura di rigenerazione (60°C). Si rileva che l'umidità specifica in uscita varia di poco nel passare dalle condizioni UNI 10339 alle più gravose ASHRAE 1% DP-MCDB, e che il livello di umidità raggiunto dalla seconda ruota non è sufficientemente basso per le applicazioni usuali nell'ambito del comfort. Ciò può essere superato innalzando di un poco la temperatura di rigenerazione o pre raffreddando l'aria di processo.

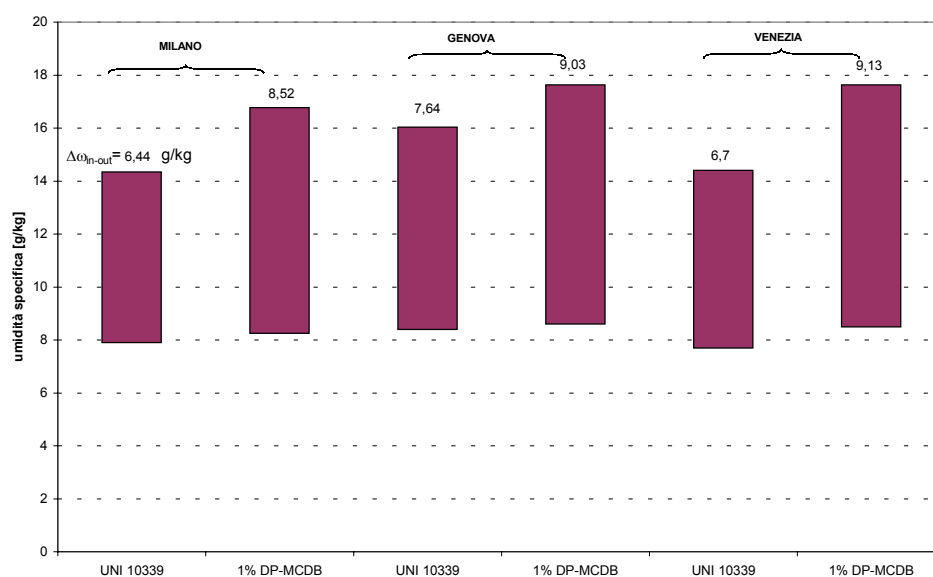


Figura 3.12 - prestazioni tipiche di una ruota essiccante per tre località italiane e per due diverse condizioni di progetto esterne (dati ricavati da curve di prestazione di fig. 11, cap. 22, 1996 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and equipment)

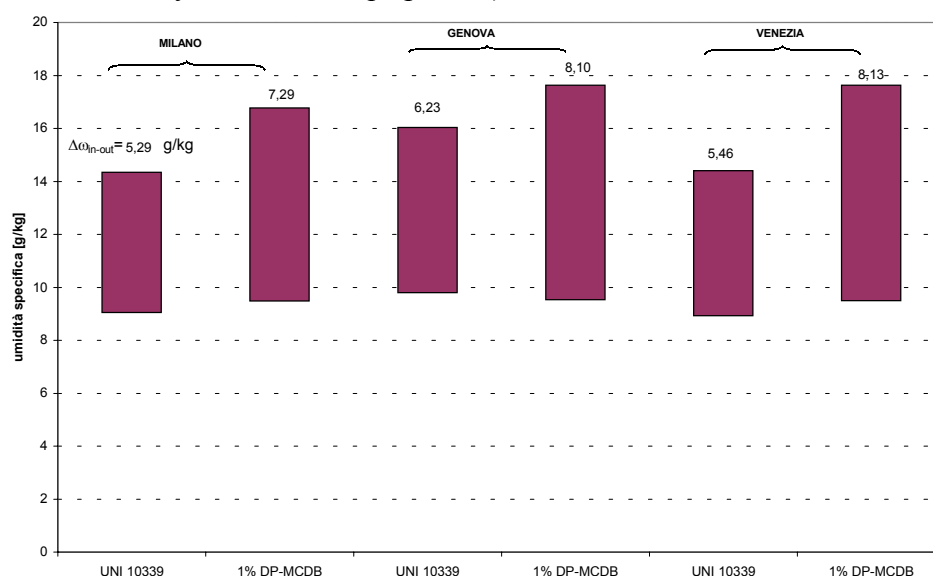


Figura 3.13 - prestazioni tipiche di una ruota essiccante per tre località italiane e per due diverse condizioni di progetto esterne (dati ricavati dalle curve di prestazione gentilmente fornite dalla Angelantoni Industrie S.p.A. per la ruota essiccante modello RU-060 6/4, per una temperatura di rigenerazione di 60°C).

BIBLIOGRAFIA

- [1] <http://www.devicelink.com>
- [2] Renato M. Lazzarin et al., “New ideas for energy utilisation in combined heat and

- power with cooling: I. Principles", Applied Thermal Engineering, Vol 17, n° 4, pp. 369-384, 1997.
- [3] A.A. Pesaran, "Desiccant degradation in desiccant cooling systems: an experimental study", ASME Transaction, Journal Solar Energy Engineering, Vol 115, pp. 212-219, 1993.
 - [4] A.A. Pesaran, "Desiccant degradation in desiccant cooling systems: a system study", ASME Transaction, Journal Solar Energy Engineering, Vol 115, pp. 237-240, 1993.
 - [5] ASHRAE Standard 62-1989, "Ventilation for acceptable indoor air quality", 1989.
 - [6] A.V. Arundel et al., "Indirect health effects of relative humidity in indoor environments", Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp. 3-12, 1992.
 - [7] E.A. Vineyard et al, "Parametric analysis of variables that affect the performance of a desiccant dehumidification system", ASHRAE Transaction, Vol. 106, Part 1, pp. 87-94, 2000.
 - [8] C.J. Simonson et al, "Determining the performance of energy wheels: part I - Experimental and numerical methods", ASHRAE Transaction , Vol. 105, Part 1, pp.174-187, 1999.
 - [9] C.J. Simonson et al, "Determining the performance of energy wheels: part II - Experimental data and numerical validation", ASHRAE Transaction , Vol. 105, Part 1, pp.188-205, 1999.
 - [10] Renato M. Lazzarin et al., "New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: I. Principles", Applied Thermal Engineering, Vol 17, n° 4, pp. 369-384, 1997.
 - [11] <http://www.nrel.gov>
 - [12] A.A. Pesaran et al, "Experimental evaluation of commercial desiccant dehumidifier wheels", National Renewable Energy Laboratory (NREL), prepared under Task No. BE513001, May, 1996.
 - [13] <http://www.ari.org>
 - [14] ASHRAE Handbook – Systems and equipment, ASHRAE, Atlanta, 2000.

CAP. 4 IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE IBRIDI CON RUOTA ESSICCANTE

4.1 INTRODUZIONE

Un *impianto ibrido di climatizzazione con deumidificazione chimica* è un sistema ibrido nel quale il carico latente è bilanciato dal deumidificatore chimico ed il carico sensibile da unità basate sul raffreddamento a compressione di vapore e/o sul raffreddamento evaporativo.

Infatti i deumidificatori chimici sono un mezzo per fornire aria secca e filtrata, ma, essendo in grado di abbattere il solo carico latente, potrebbero non essere sufficienti a condizionare l'aria durante il periodo estivo, per cui si ricorre ad impianti ibridi. A seconda dei casi, i deumidificatori possono essere posti direttamente nell'ambiente da condizionare o essere associati ad un'unità di trattamento aria per un controllo più accurato delle condizioni termoigrometriche.

In un impianto ibrido di condizionamento dell'aria con deumidificazione chimica si possono distinguere due correnti d'aria:

- **l'aria di processo**, che è l'aria immessa direttamente nel locale da condizionare o in un'unità di trattamento aria o in terminali per ulteriori trattamenti;
- **l'aria di riattivazione o di rigenerazione**, che è quel flusso ad alta temperatura impiegato per riattivare l'essiccante.

Un classico sistema ibrido di climatizzazione con deumidificazione chimica comprende i seguenti componenti:

uno o più deumidificatori chimici, recuperatori di calore, unità di raffreddamento per compressione di vapore e/o raffreddatori evaporativi, ventilatori, filtri, condotti.

In seguito si tratteranno i sistemi ibridi con ruota essiccante, dal momento

che risultano essere l'installazione più comunemente usata nelle applicazioni civili e commerciali.

4.2 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO IBRIDO CON RUOTA ESSICCANTE

I sistemi ibridi con ruota essiccante hanno diverse possibili configurazioni e modalità di funzionamento. La configurazione dei sistemi varia in base a diversi elementi, quali il tipo di essiccante usato per il controllo dell'umidità, il sistema di raffreddamento e di pre raffreddamento adottato per il controllo della temperatura ed il metodo utilizzato per la riattivazione delle sostanze igroscopiche.

4.2.1 Sistemi essiccanti attivi e passivi

Con riferimento alla stagione estiva, una prima utile distinzione può essere effettuata tra sistemi essiccanti attivi e passivi [1]; l'aria utilizzata per la rigenerazione dell'essiccante deve essere o più calda o più secca dell'aria di processo:

- le “ruote essiccanti attive” usano aria riscaldata per la rigenerazione del materiale essiccante;
- le “ruote essiccanti passive” usano aria secca, che generalmente è aria ripresa dagli ambienti climatizzati.

Le ruote essiccanti attive essiccano l'aria di immissione con continuità in qualunque condizione climatica e contenuto di umidità dell'aria di ripresa. Eventualmente possono essere riattivate anche con sola aria esterna, risultando, così, un'installazione estremamente flessibile. D'altra parte le ruote attive richiedono calore per rigenerare l'essiccante con relativo incremento dei costi di esercizio.

Gli essiccanti passivi non sono efficienti come i primi; il contenuto di umidità dell'aria di immissione che lascia la ruota dipende dal grado di umidità specifica dell'aria di ripresa: più è secca, più efficiente sarà la deumidificazione. L'essiccante è riattivato adiabaticamente. Non è richiesta energia all'infuori di quella contenuta nell'aria esausta, perciò i costi di esercizio sono considerevolmente più bassi, giacché i costi per la rigenerazione sono nulli²².

Entrambe le tecnologie sono usate per deumidificare l'aria di ventilazione in applicazioni civili e commerciali. Le ruote attive essiccano l'aria più a fondo fornendo un buon controllo dell'umidità. Le ruote passive essiccano l'aria in modo più economico, aiutando il sistema solo a moderare, ma non a controllare l'umidità.

Nel seguito si farà riferimento ai soli sistemi essiccanti **attivi** ed, in particolare, ai sistemi ibridi con unico stadio di deumidificazione chimica²³ [2-4], laddove in letteratura sono anche presentate svariate configurazioni con più stadi di deumidificazione [4-7]. Inoltre, si analizzeranno configurazioni di impianto elaborate in modo prioritario per la climatizzazione estiva.

4.2.2 Schema base e modalità di funzionamento

In fig.4.1 è rappresentata la configurazione base di un impianto ibrido (detto anche *sistema essiccante a due ruote*, “Two-Wheel Desiccant System”,

²² I costi di esercizio sono dovuti, in pratica, alla rigenerazione dell'essiccante, alla movimentazione della ruota, alla manutenzione della stessa. L'incidenza maggiore sui costi, comunque, è data dall'operazione di rigenerazione.

²³ Si parla di singolo stadio quando si usa un solo deumidificatore rotante.

TWDS), in cui è ben evidente il percorso dell'aria di processo e quello dell'aria di rigenerazione attraverso le singole unità.

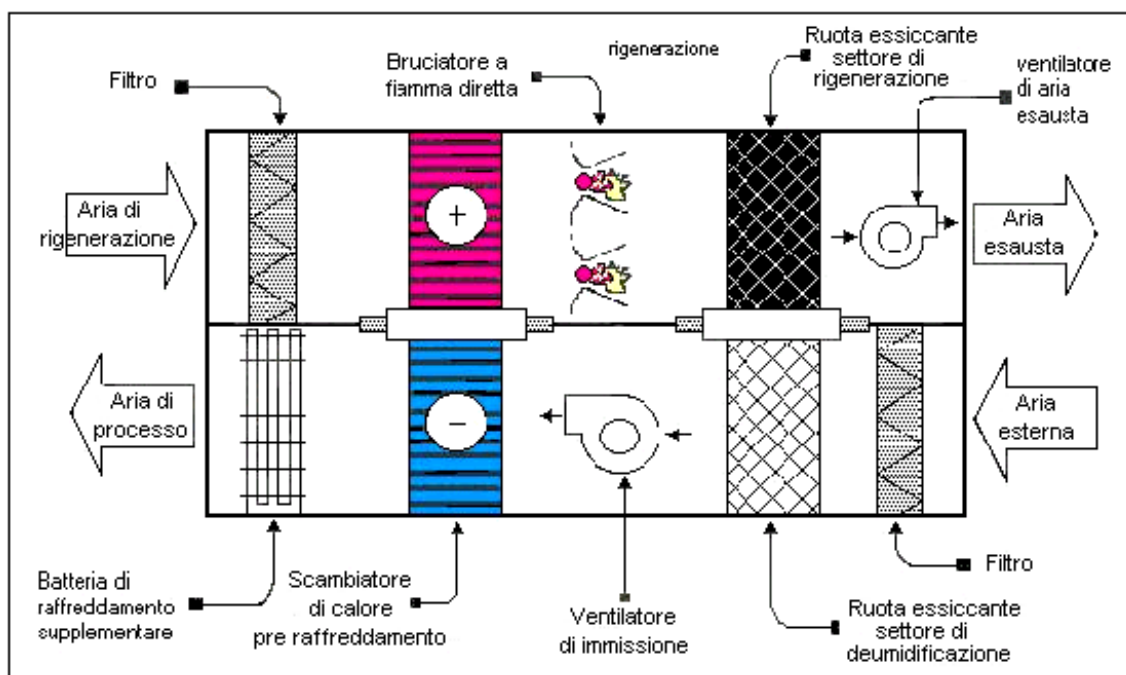


Figura 4.1 - sistema essiccante a due ruote

L'aria di processo, dopo aver superato il filtro, attraversa la ruota essiccante. Il vapore acqueo contenuto nell'aria umida condensa nell'essiccante chimico: l'aria così trattata ha una umidità specifica minore ed una temperatura maggiore. Quindi l'aria attraversa lo scambiatore di calore che provvede a pre raffreddarla. Infine, prima di essere immessa in ambiente l'aria attraversa uno o più dei seguenti componenti: una batteria fredda ad espansione diretta o indiretta; un raffreddatore evaporativo diretto e/o indiretto.

L'aria di rigenerazione, in controcorrente rispetto all'aria di processo, passa attraverso lo scambiatore di calore pre-riscaldandosi. Infine, dopo essere stata ulteriormente riscaldata da una sorgente termica (bruciatore a fiamma diretta), attraversa la ruota essiccante rigenerandola.

4.2.3 Possibili configurazioni di impianti di climatizzazione ibridi dotati di ruota essiccante

Per cercare di classificare le principali configurazioni di impianti ibridi presentate in letteratura, è utile individuare le operazioni unitarie ricorrenti nella climatizzazione e le apparecchiature che più frequentemente realizzano tali operazioni²⁴:

- Raffreddamento dell'aria di processo: BF; HTX (sensibile o totale), generalmente del tipo rotante; raffreddamento evaporativo diretto (DEC) o indiretto (IEC). Talvolta, in presenza di HTX, l'aria secondaria viene raffreddata mediante DEC o IEC prima di essere immessa nel recuperatore;
- deumidificazione: BF; DW;
- riscaldamento²⁵: BC; HTX;
- umidificazione: a vapore o con acqua liquida (DEC);
- rigenerazione del materiale essiccante:
 - utilizzo di aria di ricircolo o di aria esterna;
 - energia termica da bruciatori alimentati con gas naturale, da pannelli solari, da condensatori di gruppi frigoriferi tradizionali.

E' possibile distinguere, considerando l'aria di processo, tra i seguenti casi (fig.4.2)²⁶:

²⁴ Ciascuna di queste unità verrà descritta nel paragrafo 4.3.

²⁵ Il riscaldamento dell'aria di processo in un impianto ibrido essiccante per il condizionamento estivo è un evento raro; perciò non tratteremo le unità finalizzate al riscaldamento dell'aria di processo.

²⁶ Si tenga presente che in figura sono riportate solo alcune delle possibili configurazioni d'impianto.

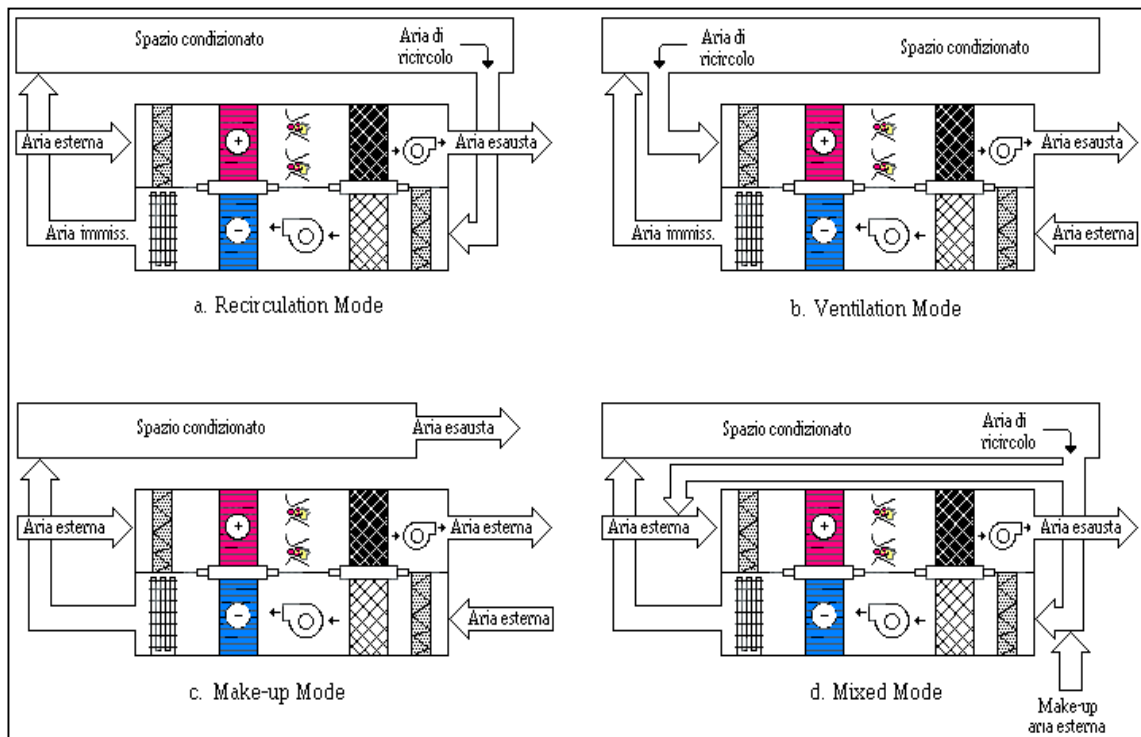


Figura 4.2 – possibili modalità di funzionamento di impianti ibridi con ruota essiccante

1) Impianti a tutt'aria di ricircolo [8] (“recirculation mode” o “recirculation cycle”).

Si tratta di un caso raro, che si può considerare solo in assenza di persone nel locale climatizzato, ad esempio per magazzini in cui sia elevato il carico latente. In fig.4.2.a è riportata una possibile configurazione d'impianto, detta “recirculation mode”: a tutto ricircolo per l'aria di processo, a tutta aria esterna per l'aria di rigenerazione.

2) Impianti a tutt'aria esterna, che possono essere di due tipi:

- *ventilation mode*: a tutta aria esterna per l'aria di processo; a tutto ricircolo per l'aria di rigenerazione (fig.4.2.b);
- *makeup mode*: a tutta aria esterna sia per l'aria di processo che per quella di rigenerazione (fig.4.2.c).

Si sceglie a volte di immettere sola aria esterna o per ottenere una migliore

qualità dell'aria in ambiente, o perché richiesto dalla particolare destinazione d'uso, o perché l'aria di ricircolo è trattata a parte con impianti tradizionali (ad esempio, fan-coil, ossia ventilconvettore), o perché si stima che il potenziale risparmio connesso alle condizioni termoigrometriche dell'aria di ripresa possa essere meglio utilizzato con un HTX sull'aria espulsa piuttosto che ricircolando l'aria.

In fig.4.2 sono riportate due possibili configurazioni d'impianto.

Considerando le diverse configurazioni di impianto proposte in letteratura [9, 10, 11, 12, 13, 14-19], si può notare quanto segue²⁷:

- a) per la rigenerazione, alcuni impianti utilizzano aria di ripresa ("ventilation mode" o "ventilation cycle" o "Pennington cycle", figura 4.3a), altri impiegano aria esterna ("make-up mode", figura 4.3b) [20-23];
- b) alcune configurazioni utilizzano sistemi di recupero energetico (recuperatore di calore rotante o statico, recupero del calore di condensazione della macchina frigorifera);
- c) alcune configurazioni [10, 14, 15] presentano una batteria di pre raffreddamento a monte della ruota essiccante, il che consente una prima deumidificazione dell'aria esterna anche per temperature superficiali non troppo basse della batteria (ad esempio, con acqua refrigerata a 10-15°C), nonché di migliorare le capacità deumidificanti della ruota e di ridurre la temperatura di uscita dell'aria di processo;
- d) talvolta è presente, a valle della ruota essiccante anche un umidificatore sul lato di processo [13, 16]: questa apparente contraddizione è giustificata dal fatto che in alcune condizioni la ruota deumidifica troppo rispetto alle esigenze del momento, nonostante la

²⁷ Le considerazioni riportate in b), c), d) sono valide sostanzialmente anche per gli impianti a tutto ricircolo e a parziale ricircolo (punti 1 e 3).

presenza di un sistema di regolazione; tale osservazione è valida anche per alcuni impianti a tutto ricircolo [15] ed a parziale ricircolo [24];

e) l'impianto proposto in [17] è costituito da due parti, una che fa capo all'aria primaria garantendo il ricambio dell'aria, il bilanciamento del carico latente ed eventualmente di parte del sensibile, l'altra che fa capo al soffitto freddo e consente il bilanciamento del residuo carico sensibile: quest'ultima caratteristica è in accordo con l'attuale tendenza [25] a gestire separatamente i problemi di controllo di temperatura ed umidità relativa dell'aria in ambiente;

f) le configurazioni proposte da Schibuola [13, 16, 18, 19] fanno riferimento al solo trattamento dell'aria primaria (impianto a fan-coil ed aria primaria); viene anche indicato il tipo di regolazione scelta: regolazione con by-pass sull'aria di processo e sull'aria di rigenerazione [16, 18], regolazione della temperatura dell'aria di rigenerazione [13, 19].

3) Impianti a parziale ricircolo.

In figura 4.3 è riportata una possibile configurazione d'impianto. Si noti la presenza di un sistema economizzatore che, basandosi sui valori istantanei dell'entalpia dell'aria esterna e dell'aria di ripresa, fa in modo che, quando conviene, l'aliquota di aria di ripresa che viene ricircolata sia sostituita temporaneamente, per azione di serrande coniugate (aperte o chiuse), da una uguale portata di aria esterna non trattata. Considerando le diverse configurazioni di impianto proposte in letteratura [1, 10, 14, 24, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32], si può notare che è possibile classificare ulteriormente gli impianti a parziale ricircolo in base a più criteri: a seconda che per la rigenerazione si utilizzi aria esterna o aria di ripresa; a seconda del tipo di recupero

energetico impiegato (recuperatore di calore rotante o statico, recupero del calore di condensazione della macchina frigorifera, nessun recupero termico); a seconda che la ruota essiccante tratti, sul lato di processo, l'intera miscela di aria esterna ed aria di ricircolo ("closed cycle") o la sola aliquota di aria esterna della miscela ("open cycle") [32], il che consente di utilizzare una ruota essiccante più piccola. Si parla di "mixed mode" [33] quando sia l'aria di rigenerazione che quella di processo sono costituite da miscele di aria esterna e di ripresa. In figura 4.4 sono riportati sul diagramma psicrometrico in modo qualitativo i trattamenti subiti dall'aria di processo e da quella di rigenerazione per condizioni climatiche estive di una tipica località italiana.

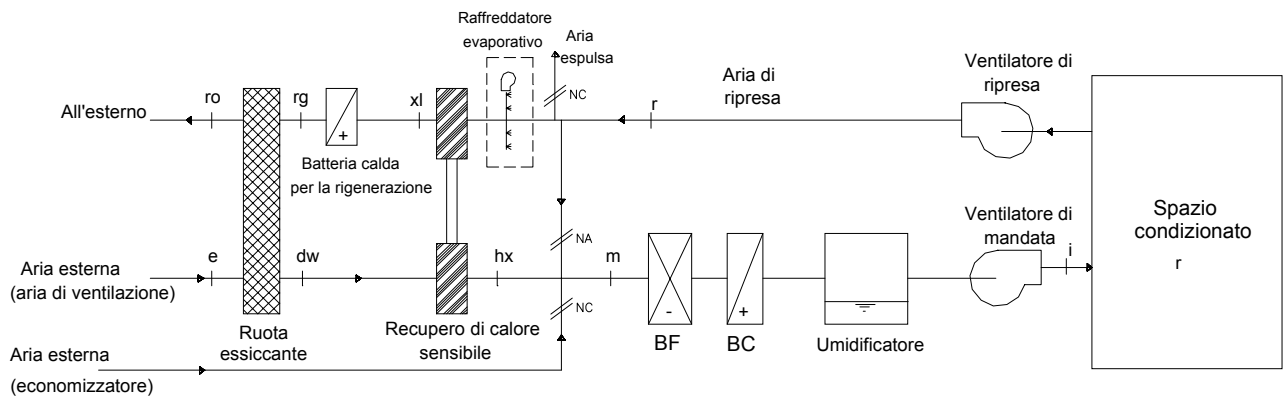


Figura 4.3 - impianto ibrido a parziale ricircolo con o senza raffreddatore evaporativo

Vari sono gli schemi di controllo implementabili per i sistemi basati sulla ruota essiccante; si fa cenno alle serrande coniugate per il by-pass della ruota –lato aria di processo- ed alla modulazione della potenza erogata dal rigeneratore [34]. Il segnale di un sensore di umidità, posto in ambiente o, meglio, nel canale dell'aria di ripresa, è inviato al regolatore (possibilmente un PID); se necessario, l'output

del regolatore va all'attuatore di un sistema di by-pass della ruota essiccante con serrande coniugate ad alette contrapposte. Una serranda è frontale, l'altra di by-pass. Al crescere della U.R. rispetto al set-point, per azione del regolatore aumenta il grado di apertura della serranda frontale e diminuisce quello della serranda di by-pass. Al decrescere della U.R. rispetto al set-point, avviene il contrario: la serranda frontale si chiude e quella di by-pass si apre. Se, a serranda frontale chiusa, la U.R. continua a decrescere si può intervenire sul rigeneratore o sulla ruota (variandone la velocità angolare se, ad esempio, è previsto il controllo della frequenza per il motore elettrico della ruota, o con regolazione on/off sul rigeneratore e sulla ruota). L'output del regolatore può essere inviato, invece che all'attuatore del sistema di by-pass prima descritto, ad una valvola a tre vie servocomandata posta sulla batteria calda di rigenerazione, in modo da modulare la potenza di rigenerazione e quindi la capacità deumidificante della ruota al variare della U.R. in ambiente. Un controllo della U.R. un po' meno efficace si persegue operando sul lato dell'aria di rigenerazione. Una sonda di temperatura è posta nel flusso dell'aria di rigenerazione a valle della ruota. In risposta a questo segnale un regolatore modula il rigeneratore. Se il segnale di temperatura scende al di sotto del set-point, l'intervento del regolatore fa aprire la serranda che regola la portata dell'aria di rigenerazione; l'inverso accade se il segnale di temperatura sale al di sopra del set-point. In alternativa, il regolatore può agire sulla valvola a tre vie della batteria calda di rigenerazione in modo da modulare, in base al segnale di temperatura, la potenza di rigenerazione.

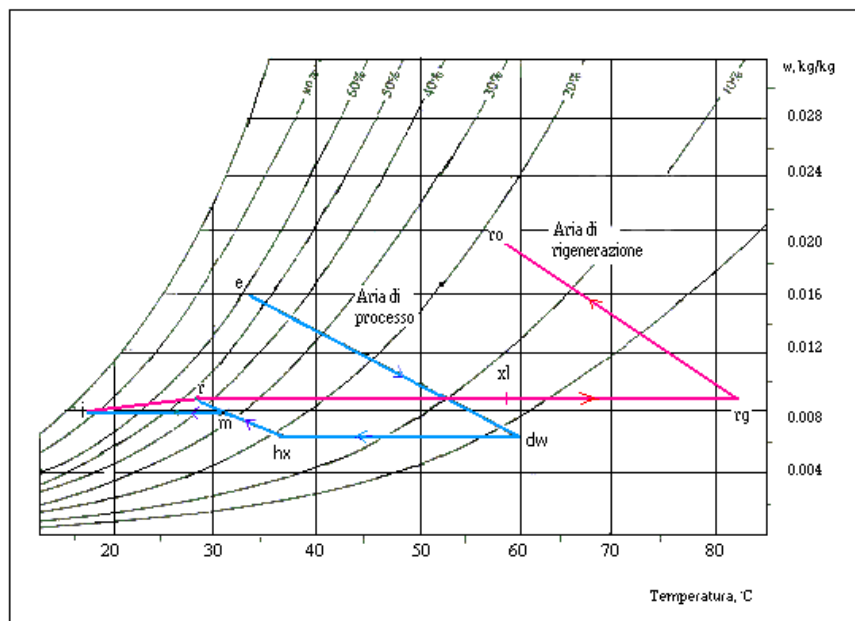


Figura 4.4 - diagramma psicrometrico relativo all'impianto di figura 4.4 (raffreddatore evaporativo disattivato)

È possibile classificare ulteriormente questi impianti in base a più criteri [10, 24, 26, 28, 29, 30, 35]:

La scelta tra le differenti modalità di funzionamento esaminate (1-3), dipende strettamente dal luogo, dalle condizioni climatiche e dai requisiti di applicazione.

Si fa notare che la configurazione d'impianto a parziale ricircolo, a *singolo stadio* e a *ciclo aperto*²⁸ riportata in fig.4.3 è stata adottata nella presente tesi per il confronto energetico-economico con il sistema tradizionale²⁹.

4.3 DISPOSITIVI ADOTTATI IN UN IMPIANTO IBRIDO

4.3.1 Ruota essiccante

Il deumidificatore chimico rotante, più comunemente indicato come ruota essiccante, è stato già descritto nel cap.3.

²⁸ Si parla di *ciclo aperto* quando l'aria di processo che attraversa la ruota è interamente aria esterna.

²⁹ Ciò sarà approfondito ampiamente nei Capp. 5 e 6.

Ritorna utile ricordare che la matrice della ruota è costituita da sottili lamine adesive: tra due lamine cilindriche concentriche è presente una lamina ondulata; pertanto l'aspetto schematico della sezione di una ruota e dei singoli strati è quello di figura 4.5.

In questo modo, in funzione dell'altezza delle “onde” vengono creati dei canali per il flusso dell'aria; la dimensione di questi canali è ottenuta, per esempio, in funzione del grado di efficienza desiderata o del grado di intasamento (insudiciamento) desiderato [1, 22].

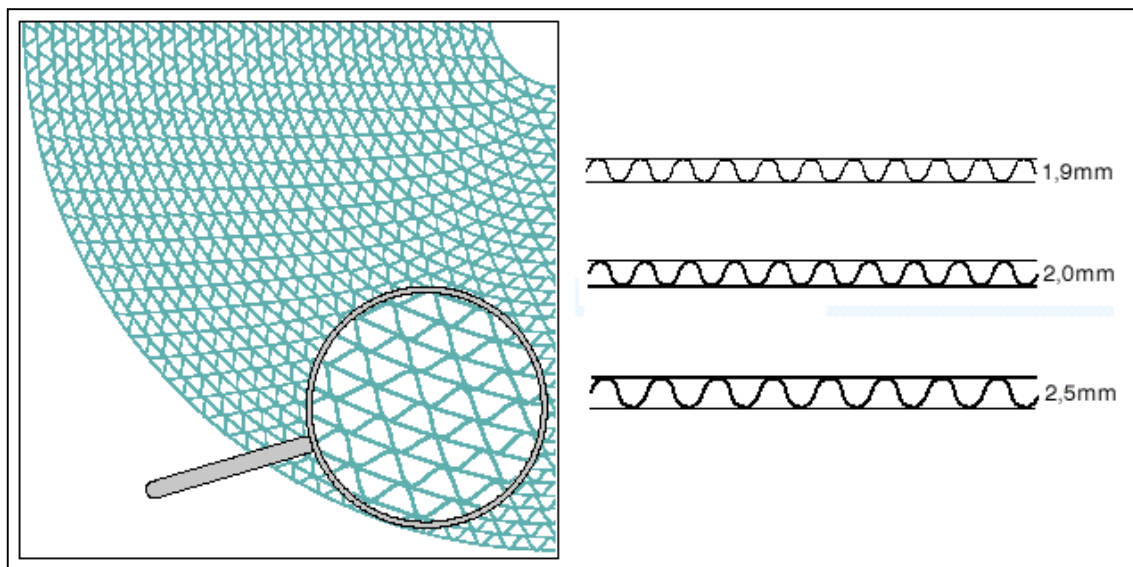


Figura 4.5 – particolare della struttura di una ruota essiccante

L'unità è divisa in due sezioni, una di deumidificazione e una di rigenerazione, al fine di separare i flussi d'aria di ingresso e di rigenerazione (fig.4.6). Tale divisione è realizzata mediante un opportuno setto, in funzione delle esigenze impiantistiche. I due flussi di aria hanno la stessa direzione, ma verso opposto [32].

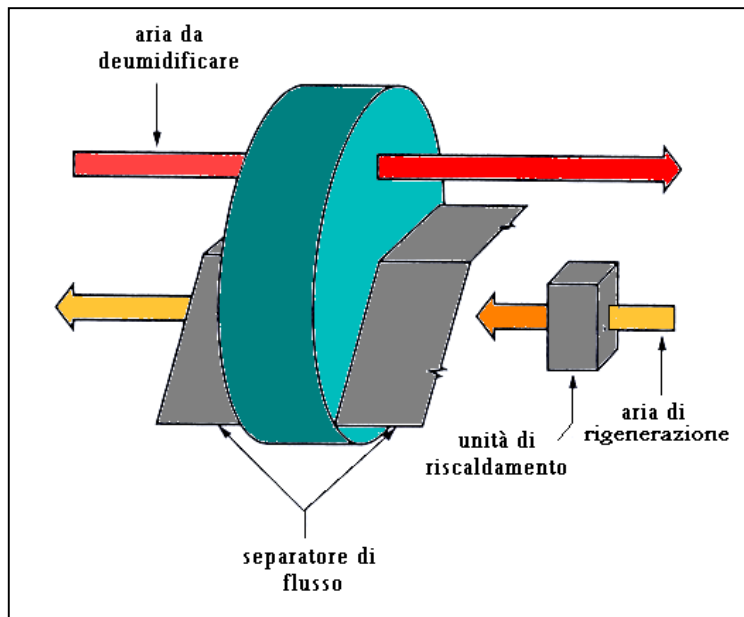


Figura 4.6 – separatore di flusso della ruota essiccante

Fino a dimensioni di 2.5 m di diametro il rotore viene generalmente assemblato dal produttore e venduto intero. Per ragioni di trasporto, i rotori di dimensioni superiori ai 2.5 m vengono suddivisi in settori circolari (fig.4.7) e montati alla consegna. Se necessario, anche rotori di dimensioni inferiori ai 2.5 m di diametro possono essere forniti all'acquirente in settori circolari ed assemblati sul posto di esercizio.

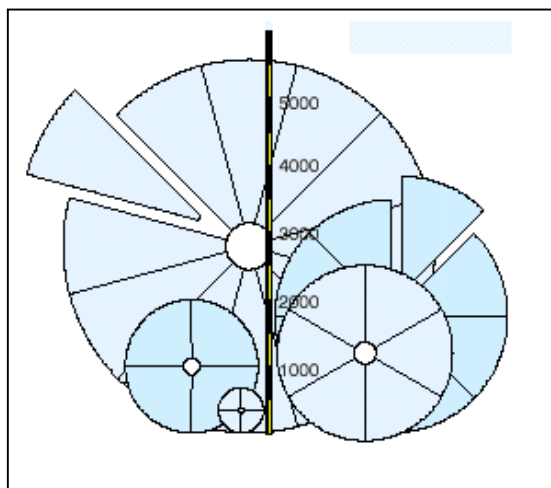


Figura 4.7 – settori circolari di ruota essiccante

Ciascun rotore è costituito da un differente numero di razze (figg.4.8 e 4.9) le quali sono saldate al mozzo, dalla parte interna, e all'esterno vengono saldati ad un telaio rigido. Tale progetto assicura la stabilità della matrice

supportata dall'involucro di sostegno, e previene l'ingresso di sporcizia (in particolare morchie di olio dal mozzo) o la formazione di condensa in zone prive del flusso di aria.

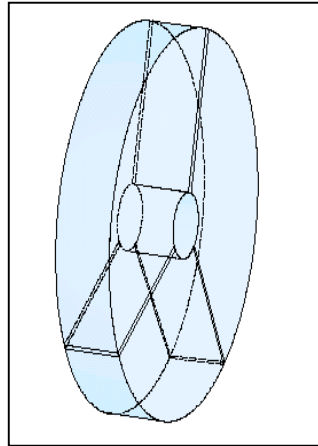


Figura 4.8

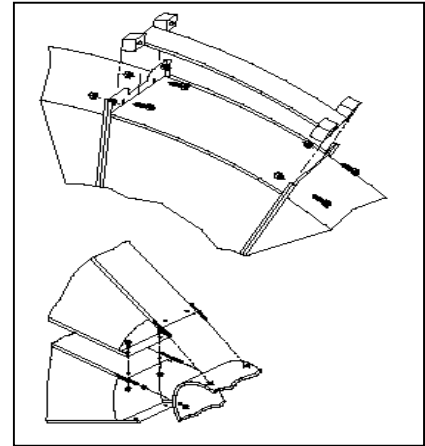


Figura 4.9

Gli essiccanti solidi come silica gel o filtri molecolari (zeoliti) hanno forma granulare e sono allineati su dei substrati di lamine tramite adesivo. L'ostruzione dell'area frontale della ruota causata dalla presenza dei substrati (lamine di supporto del materiale essiccante) e dei raggi di supporto è di circa il 28%. Per una velocità frontale di circa 2.54 m/s la caduta di pressione dell'aria attraverso il deumidificatore può ritenersi compresa tra 75 e 170 Pa (0.3 – 0.7 inches of water ³⁰).

Per gli assorbenti liquidi, come LiCl, è adoperata una matrice porosa (generalmente in cellulosa) impregnata di tali sostanze igroscopiche. Il progetto è simile a quello di una ruota con un essiccante solido e si va incontro a simili cadute di pressione. Per prevenire il gocciolamento di LiCl dalla matrice, il rapporto tra acqua assorbita e massa di essiccante dovrebbe essere pari a circa 10 lb di H₂O / 1 lb di LiCl³¹.

³⁰ 1 inch of water = 249 Pa.

³¹ 1 lb = 0.454 kg.

Per quanto concerne l'azionamento della ruota, ciò si realizza mediante un motorino elettrico disposto in uno dei quattro angoli della struttura metallica di sostegno della ruota; l'angolo di montaggio può essere scelto liberamente. La trasmissione del moto è a cinghia, con la puleggia motrice azionata dall'albero motore e la ruota essiccante che funge da puleggia mossa.

In fig.4.10 è riportata una rappresentazione semplificata che chiarisce la modalità di funzionamento, nonché dei valori indicativi della potenza elettrica necessaria all'azionamento della ruota in funzione del diametro della ruota stessa.

Il motore è montato su un supporto sorretto da una molla, la quale assicura una tensione costante nella cinghia.

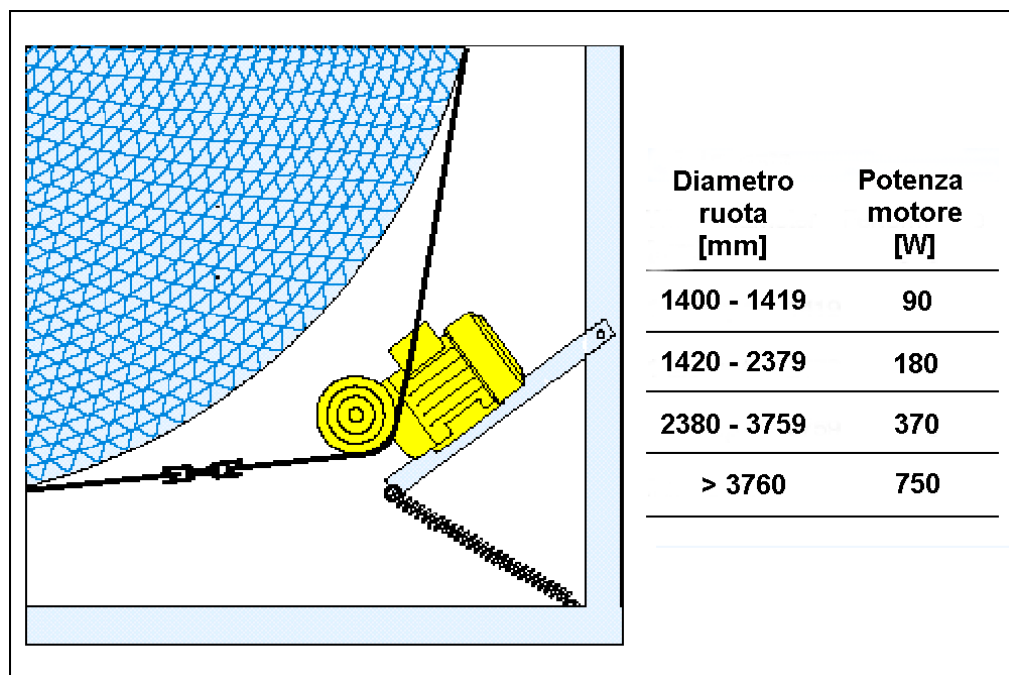


Figura 4.10 – motore azionante la ruota essiccante

La velocità dei deumidificatori varia generalmente tra 6-30 giri/h, ma ciò è a discrezione delle case costruttrici.

I deumidificatori rotanti sono disponibili in singole unità sino ad un

portata volumetrica di circa 65'000 cfm (109'850 m³/h)³² con un diametro massimo di 4.5 m. Per portate maggiori si pongono in parallelo più deumidificatori in quanto una ruota più grande potrebbe creare problemi di trasporto e montaggio.

Le caratteristiche dimensionali delle ruote sono funzione della portata d'aria da trattare; in particolare gli spessori variano tra 10.2 e 20.4 cm.

Nella figura 4.11 è riportato un tipico diagramma usato dalle case costruttrici che consente di risalire al diametro più opportuno della ruota a partire dalla portata d'aria da deumidificare [36].

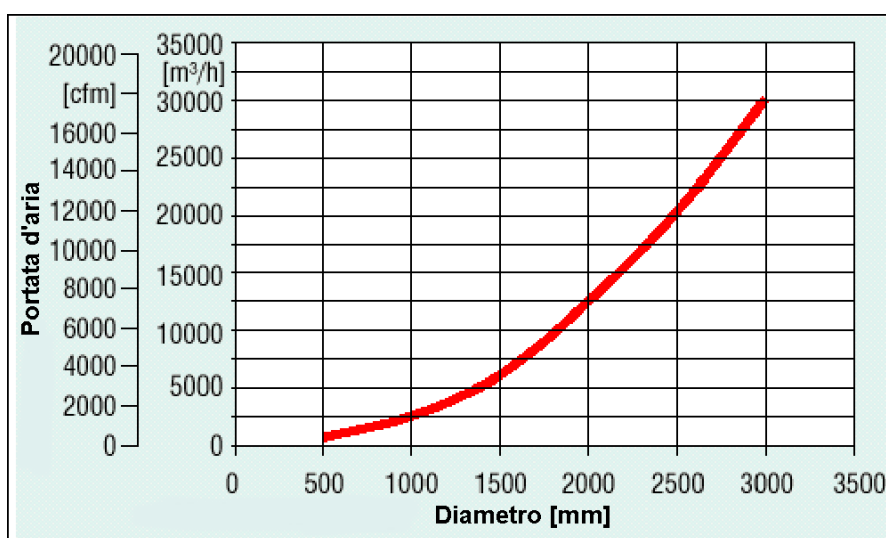


Figura 4.11 – tipico diagramma per valutare il diametro della ruota in funzione della portata d'aria da deumidificare

Le case produttrici forniscono i dati sulla capacità di assorbimento dei loro prodotti e sulla temperatura dell'aria richiesta durante la rigenerazione, mediante grafici simili a quelli mostrati in figura 4.12 [36]. In particolare, i grafici riportati di seguito sono validi nelle seguenti condizioni:

- temperatura di rigenerazione = 70°C;
- velocità dell'aria di rigenerazione = 2.5 m/s;
- contenuto di umidità dell'aria di processo = contenuto di umidità

³² 1 cfm = 0.472 l/s = 1.69 m³/h

dell'aria di riattivazione (ad esempio, aria esterna è utilizzata sia sul lato di processo che su quello di rigenerazione).

In pratica, fissate le tre precedenti condizioni, è possibile entrare in questi diagrammi con i valori di temperatura e umidità dell'aria in ingresso, e valutarne tutti i parametri in uscita: temperatura, umidità, perdita di velocità e caduta di pressione del vapore.

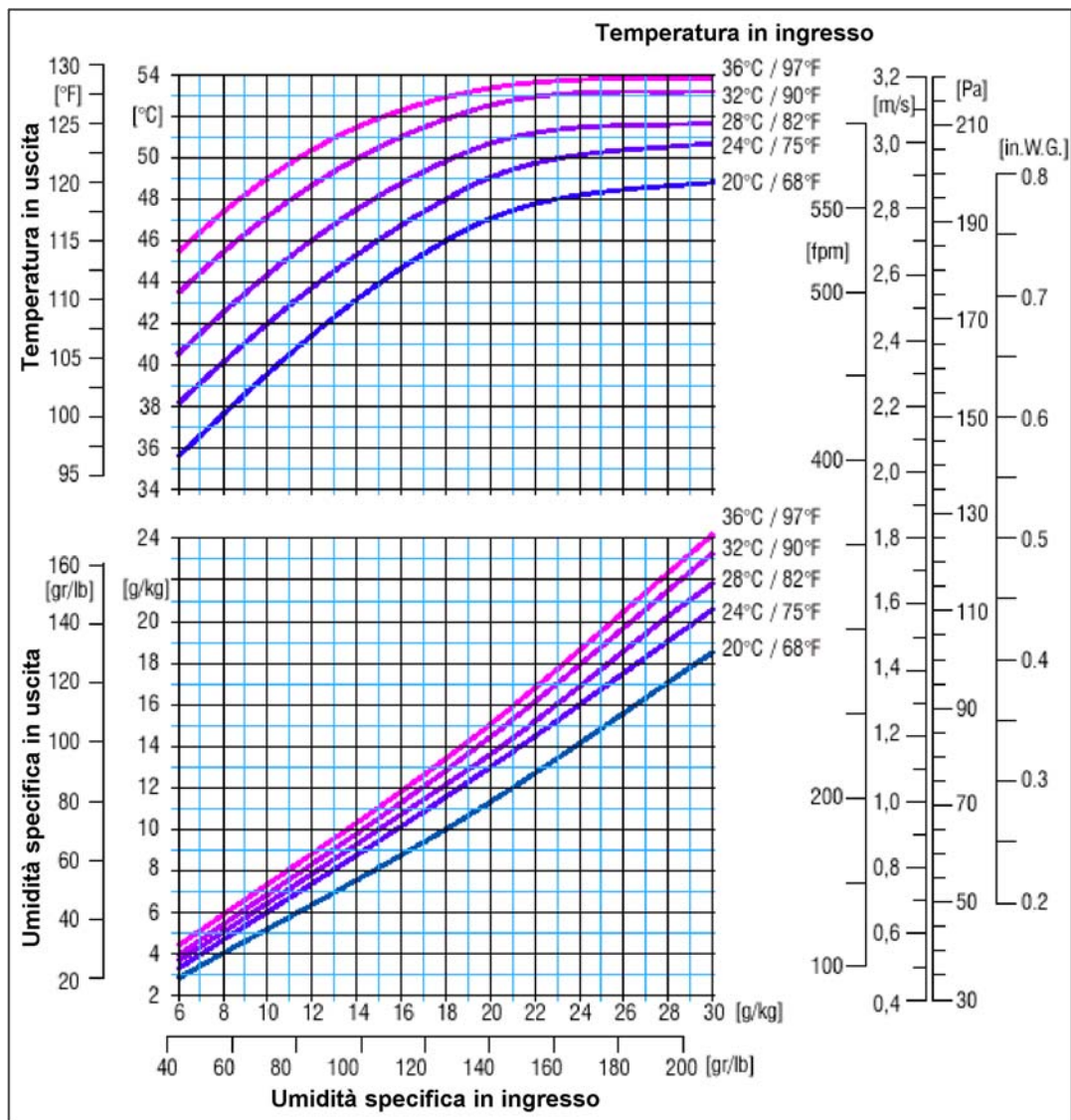


Figura 4.12 – diagramma per la valutazione della capacità di assorbimento di una ruota essiccante

L'efficienza della ruota essiccante dipende essenzialmente dai seguenti parametri operativi³³:

- condizioni termoigrometriche dell'aria in ingresso;
- velocità dell'aria di processo attraverso la ruota;
- temperatura di rigenerazione;
- rapporto tra la portata d'aria di processo e quella di rigenerazione (β).

Le curve prestazionali delle ruote essicanti, implementate nel programma di calcolo D.T.P.E.³⁴ sviluppato durante il lavoro di tesi, sono state ricavate sfruttando i risultati sperimentali gentilmente forniti dalla Angelantoni S.p.A.

³⁵

4.3.1.1 Processo di deumidificazione chimica con ruota essiccante

La deumidificazione chimica con ruota essiccante è un processo di deumidificazione e riscaldamento rappresentato sul diagramma psicrometrico da una linea inclinata deviante leggermente dalla linea a T_{bb} costante (fig.4.13). Se la trasformazione fosse ideale, essa sarebbe di tipo isoentalpico; nella realtà, poiché il rotore dell'assorbitore passa continuamente dalla fase di rigenerazione a quella di processo, si ha un trasferimento di calore all'aria di processo, sicché essa esce ad una temperatura superiore rispetto a quella ideale: l'angolo acuto tra il processo di deumidificazione chimica e l'isoterma T_{bb} dipende principalmente dai materiali essiccanti e dalla loro capacità di assorbire acqua (la capacità deumidificante dell'assorbitore varia, peraltro, con le condizioni dell'aria in ingresso).

³³ L'efficienza di una ruota essiccante è già stata affrontata dettagliatamente nel Cap.3.

³⁴ Desiccant Technology Performance Evaluator.

³⁵ Di ciò si discuterà nel Cap.5.

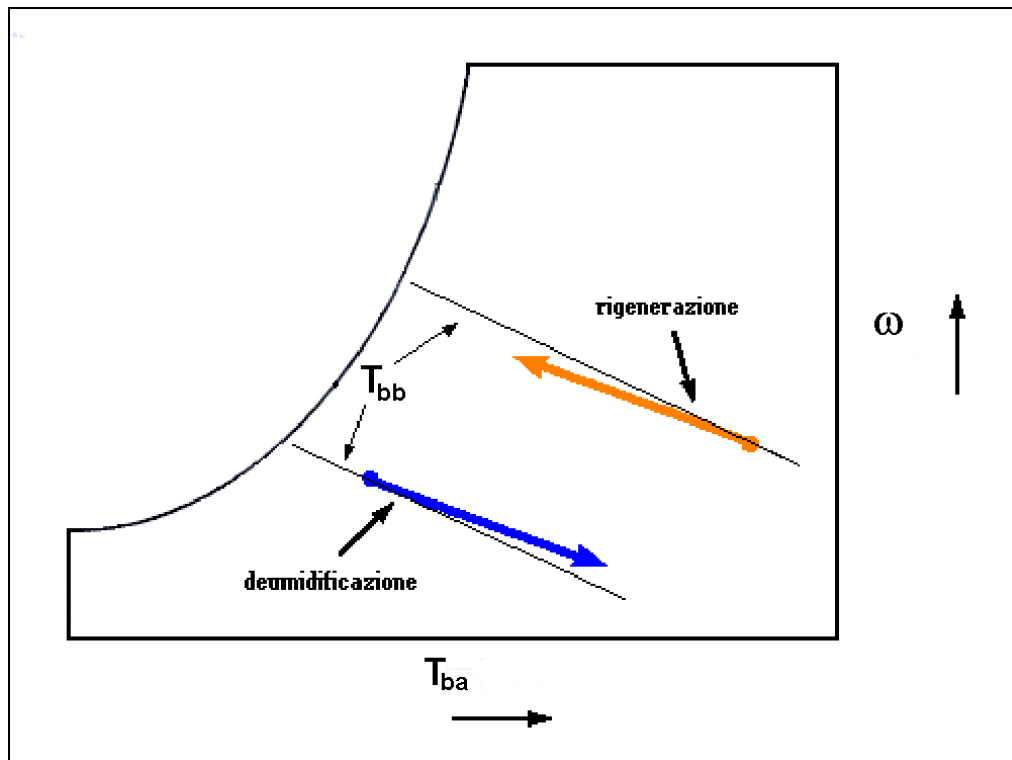


Figura 4.13 – rappresentazione dei processi di deumidificazione chimica e di rigenerazione sul diagramma psicrometrico

Nella figura 4.13 è rappresentato sia il processo di rigenerazione sia quello di deumidificazione. Si osservi come entrambe le trasformazioni abbiano la stessa pendenza.

4.3.2 Scambiatori di calore

Una riduzione dei consumi energetici di un impianto ibrido può essere ottenuta mediante l'impiego di un recuperatore di calore posto tra i flussi d'aria di processo e di rigenerazione.

Gli scambiatori di calore possono essere classificati in due categorie:

- *scambiatori di calore sensibile*, i quali recuperano solo calore sensibile;
- *scambiatori entalpici*, i quali recuperano e trasferiscono sia calore sensibile che calore latente.

Entrambi i tipi di scambiatori precedentemente definiti possono a loro volta essere:

- *rotativi*;
- *statici*.

Gli scambiatori *statici*, a differenza di quelli *rotanti*, non presentano costi di esercizio, in quanto lo scambiatore non è soggetto ad alcun azionamento esterno.

Un esempio di tale apparecchiatura può essere lo scambiatore a tubi di calore. È costituito da un fascio tubiero disposto orizzontalmente che si pone perpendicolarmente a due correnti d'aria, una calda e l'altra fredda non a diretto contatto tra loro; ogni tubo, all'interno del quale scorre un fluido volatile, è a tenuta stagna ed è in leggera pendenza verso la zona di evaporazione; nella zona di evaporazione il fluido all'interno dei tubi evapora assorbendo il calore ceduto dall'aria calda che investe i tubi stessi. Il vapore si muove, poi, verso la zona di condensazione a causa della più alta pressione di saturazione all'interno della zona di evaporazione. A questo punto il fluido, che attraversa la zona investita dalla corrente di aria più fredda, condensa rilasciando calore alla stessa corrente d'aria. Infine, il fluido condensato ritorna, per gravità, verso la zona di evaporazione ed il ciclo riprende.

In questo caso lo scambiatore statico è *sensibile*, perché i flussi d'aria non vengono a diretto contatto.

Gli scambiatori di calore *rotanti* sono simili in forma e struttura ad una ruota essiccante (DW): la ruota è costituita, generalmente, da fogli di alluminio dello spessore di $0.08 \div 0.12$ mm; tra due lamine cilindriche concentriche è presente una lamina ondulata; pertanto l'aspetto è del tutto

simile a quello riportato in figura 4.8 per le ruote essiccanti, ma le velocità di rotazione sono maggiori.

Nello scambiatore entalpico, la sostanza igroscopica (ad esempio LiCl) è impregnata in una matrice porosa con il fine di trasferire calore totale così come in una DW. Pertanto, per quanto concerne l'aspetto e le modalità di messa in opera e di azionamento, valgono le stesse considerazioni fatte per le ruote essiccanti.

La velocità frontale dello scambiatore rotativo generalmente raccomandata dalle case costruttrici varia tra i 900 e i 300 fpm³⁶ (circa $4.5 \div 1.5$ m/s), sebbene la velocità ideale consigliata non dovrebbe discostarsi molto da 2.5 m/s [1, 36], in modo da avere, in condizioni ottimali di portata d'aria, cadute di pressione contenute tra 0.3 e 0.6 in.W.G. ($75 \div 150$ Pa), ed efficienze corrispondenti abbastanza alte (90–70%). Una più alta velocità significa maggiore velocità nel trasferire calore, ma al contempo l'incremento di velocità del flusso volumetrico sfocia in una minore efficienza. Una più bassa velocità comporta una minore caduta di pressione, una minore velocità dell'aria, una più alta efficienza.

Le caratteristiche prestazionali degli scambiatori di calore rotativi dipendono da molti fattori che dovrebbero essere presi in considerazione già durante la fase di progettazione; in particolare, i dati prestazionali sono funzione della struttura del mezzo che trasferisce il calore, della portata di aria da trattare, del rapporto tra l'aria da trattare e l'aria di riattivazione. Le case costruttrici forniscono diagrammi appositi per valutare la soluzione ottimale a seconda delle esigenze di condizionamento. Le efficienze mostrate nei diagrammi ed i consumi relativi, si riferiscono a condizioni di portate ottimali.

³⁶ 1 fpm = $5.08 \cdot 10^{-3}$ m/s.

Come per un deumidificatore, il massimo diametro è di 4.5 m. Il limite della portate volumetrica per una singola unità è di 65'000 cfm³⁷ (109'850 m³/h = 30.51 m³/s).

Le prestazioni di uno scambiatore di calore, sia esso statico o rotativo, sono identificate tramite la sua efficienza, che può essere così definita:

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_h \rho_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{\dot{V}_{min} \rho_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (4.1)$$

nel caso di scambiatore sensibile, con riferimento al fluido caldo;

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_c \rho_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{\dot{V}_{min} \rho_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (4.1')$$

nel caso di scambiatore sensibile, con riferimento al fluido freddo;

oppure

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_h \rho_h (h_{h,in} - h_{h,out})}{\dot{V}_{min} \rho_{min} (h_{h,in} - h_{c,in})} \quad (4.2)$$

nel caso di scambiatore entalpico, con riferimento al fluido caldo;

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_c \rho_c (h_{c,out} - h_{c,in})}{\dot{V}_{min} \rho_{min} (h_{h,in} - h_{c,in})} \quad (4.2')$$

nel caso di scambiatore entalpico, con riferimento al fluido freddo;

dove:

- \dot{V}_c e \dot{V}_h sono le portate volumetriche rispettivamente dell'aria fredda e calda;
- \dot{V}_{min} è la più piccola tra le due precedenti portate;
- ρ_c e ρ_h sono le densità delle correnti di aria fredda e calda;
- ρ_{min} è la più piccola tra le due densità;

³⁷ 1 cfm= 0.472 l/s = 1.69 m³/h.

- $T_{c,in}$ e $T_{c,out}$ sono le temperature di ingresso e uscita della corrente di aria fredda;
- $T_{h,in}$ e $T_{h,out}$ sono le temperature di ingresso e di uscita della corrente di aria calda
- $h_{c,in}$ e $h_{c,out}$ sono le entalpie della corrente d'aria fredda in ingresso e in uscita;
- $h_{h,in}$ e $h_{h,out}$ sono le entalpie della corrente di aria calda in ingresso e in uscita.

Nel programma di calcolo sviluppato (DTPE, par.5.3) si è prevista l'adozione di scambiatori sensibili, per cui si è sfruttata la relazione (1): conoscendo l'efficienza dello scambiatore è possibile risalire, con riferimento alla configurazione di figura 4.3, all'incognita T_{hx} sul lato di processo. Sul lato di rigenerazione la T_{xl} è calcolata tramite un bilancio energetico, assumendo come volume di controllo lo scambiatore di calore, e considerando il regime stazionario e solo i termini energetici connessi a variazione di temperatura:

$$\dot{m}_a (T_{dw} - T_{hx}) = \dot{m}_{rig} (T_{xl} - T_r) \quad \Rightarrow \quad \dot{V}_a \rho_a (T_{dw} - T_{hx}) = \dot{V}_{rig} \rho_{rig} (T_{xl} - T_r)$$

4.3.3 Opzioni di raffreddamento supplementare

Lo scambiatore di calore fornisce parte del raffreddamento sensibile, ma, nella gran parte delle applicazioni civili e commerciali, ciò non basta a bilanciare il carico sensibile degli ambienti condizionati. Pertanto un impianto ibrido con ruota essiccante (DWHS, cioè “Desiccant Wheel Hybrid System”) sarà integrato da un sistema di raffreddamento supplementare, cioè sarà munito di almeno uno dei dispositivi di seguito descritti.

4.3.3.1 Raffreddatori evaporativi: DEC e IEC

Esistono due tipologie di raffreddatori evaporativi:

- gli evaporatori diretti (DEC=Direct Evaporative Cooler),
- gli evaporatori indiretti (IEC=Indirect Evaporative Cooler).

L'aria di processo può essere raffreddata con evaporatori diretti, ossia umidificatori ad acqua liquida. Tale dispositivo comporta l'umidificazione dell'aria, in quanto il processo consiste nello spruzzare acqua liquida nella stessa, potendo giungere quasi fino alla sua saturazione; la trasformazione subita dall'aria è praticamente isoentalpica, perciò, per variazioni di umidità contenute, l'errore che si commette nel considerarla a T_{bb} costante è trascurabile.

La principale limitazione dei DEC risiede nel fatto che la temperatura di bulbo asciutto dell'aria trattata non può scendere al di sotto della temperatura di bulbo bagnato che l'aria aveva in ingresso. Inoltre, il controllo dell'umidità dell'aria in uscita dal DEC non è agevole, perciò l'aria in uscita dal DEC può raggiungere livelli di umidità eccessivi, il che si ripercuote sul livello di umidità dell'ambiente da climatizzare, potendo provocare condizioni di discomfort. Infine, questo dispositivo, non essendo in grado di controllare adeguatamente il contenuto di umidità dell'aria trattata, può entrare in contraddizione con le finalità della ruota essiccante, e cioè garantire il controllo dell'umidità dell'aria; perciò dopo la deumidificazione con una DW può risultare inopportuna un'umidificazione con DEC, la quale andrebbe ad inficiare l'operato della DW³⁸.

³⁸ Esistono però in letteratura delle configurazioni con DW e DEC, in cui la ruota deumidifica più del dovuto e poi, a valle, il DEC raffredda ed umidifica fino circa al punto di immissione.

Per raffreddare l'aria di processo si possono utilizzare anche evaporatori indiretti (IEC), che combinano il raffreddamento indiretto ed il raffreddamento diretto dell'aria.

Uno IEC combina i principi di scambio di calore sensibile ed evaporativo. È assai diffuso nelle applicazioni di raffreddamento industriale e commerciale perché è in grado di raffreddare l'aria senza aggiunta di umidità. Può essere adeguatamente adoperato per pre raffreddare l'aria prima della refrigerazione in un sistema a compressione di vapore; in molti casi è in grado di soddisfare più del 30% del carico frigorifero annuale.

Il processo di raffreddamento in uno IEC (fig.4.16) coinvolge due flussi di aria, quella primaria (di processo) e quella secondaria. L'aria primaria è generalmente aria esterna, da immettere nel locale da condizionare dopo essere stata adeguatamente raffreddata dallo scambio termico nello IEC. L'aria secondaria può essere aria esterna o aria esausta proveniente dal locale; in questo secondo caso ha un'entalpia minore dell'aria esterna, perciò facilita lo scambio termico; dopo lo scambio nello IEC, l'aria secondaria viene espulsa.

Il flusso secondario viene umidificato con acqua liquida, così ha luogo uno scambio termico e di massa tra l'acqua ed il flusso secondario.

Il risultato complessivo è che la temperatura di bulbo asciutto di entrambi i flussi, primario e secondario, viene ridotta.

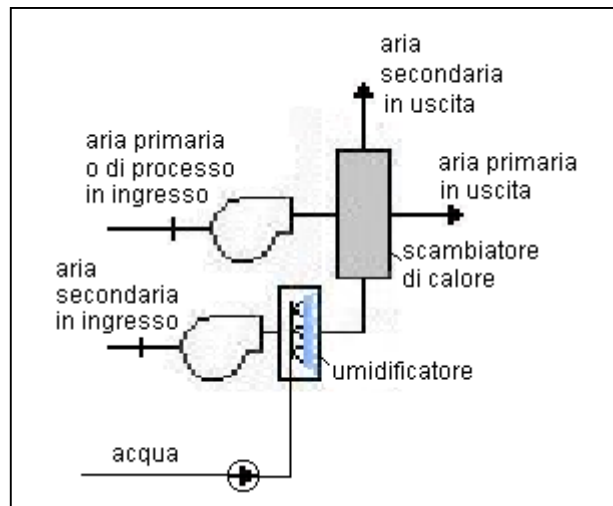


Figura 4.14 - processo di raffreddamento con uno IEC

Il limite dello IEC risiede nella temperatura di bulbo bagnato dell'aria secondaria e la sua efficienza può essere definita dalla relazione seguente:

$$\varepsilon = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{1,in} - T_{2,bb,in}} \quad (4.3)$$

dove:

$T_{1,in}$ è la temperatura in ingresso del flusso primario;

$T_{1,out}$ è la temperatura in uscita del flusso primario;

$T_{2,bb,in}$ è la temperatura di bulbo bagnato in ingresso del flusso secondario.

Recenti studi in materia [37-43] hanno evidenziato l'opportunità di adottare dispositivi di tal genere, i quali si rivelano molto efficienti, più degli scambiatori di calore tradizionali.

In pratica uno IEC può vedersi come la combinazione di un DEC e di uno scambiatore di calore statico sensibile: il DEC agisce sull'aria esterna o sull'aria di ripresa, raffreddandola e saturandola; tale aria viene poi sfruttata dallo scambiatore sensibile per pre raffreddare indirettamente l'aria di processo che, a sua volta, è fatta transitare nello scambiatore.

Nel programma di calcolo DTPE, prendendo spunto da questi studi, sono

state valutate due diverse configurazioni di impianto ibrido con IEC; le efficienze assunte e le relazioni utilizzate per la valutazione della temperatura dell'aria di processo in uscita dallo IEC sono state supportate da un software specifico per la valutazione delle prestazioni di raffreddatori evaporativi diretti ed indiretti [43], nonché dalla letteratura in materia [37-42].

Senza addentrarci nella specificità dell'argomento e delle simulazioni effettuate con tale software³⁹, possiamo semplicemente affermare che per i climi italiani estivi è possibile adottare un'efficienza del dispositivo DEC-IEC pari al 90%, ritenendo lecito, in prima approssimazione, supporre che l'aria esausta in uscita dal DEC sia completamente satura (U.R.=100%).

4.3.3.2 Batteria di raffreddamento: BF

Una terza opzione comunemente usata per raffreddare l'aria di processo (oltre a DEC e IEC) è il raffreddamento a compressione di vapore ad espansione diretta o indiretta:

- si parla di raffreddamento ad espansione diretta quando il fluido termovettore freddo (ad esempio freon) sottrae l'energia termica direttamente all'aria da trattare, perciò l'impianto frigorifero è interno all'unità di trattamento aria (è un tutt'uno);
- si parla di raffreddamento ad espansione indiretta quando il fluido termovettore freddo (freon) sottrae l'energia termica all'aria indirettamente, per mezzo di un terzo fluido termovettore (generalmente acqua o aria) preventivamente raffreddato dal primo in un impianto centralizzato a parte; perciò l'impianto di raffreddamento è centralizzato e l'unità di trattamento aria è separata dalla macchina frigorifera.

³⁹ Di ciò si discuterà nel Cap.5.

La soluzione diretta consente di ottenere efficienze maggiori, ma si presta per impianti di piccole dimensioni, in cui il quantitativo di fluido freddo non è eccessivo.

Si noti, peraltro, che nell'impianto ibrido, la batteria di raffreddamento, a differenza di quanto accade nell'impianto tradizionale, non agisce sul carico latente, ma solo su quello sensibile, in quanto deve solo raffreddare e non deumidificare (la deumidificazione è affidata alla ruota essiccante). Ciò permette una riduzione del costo di esercizio e di impianto del componente, un aumento del COP della macchina frigorifera collegata alla batteria fredda (che deve raggiungere, infatti, temperature superficiali meno basse rispetto all'impianto tradizionale, sia nel caso di espansione diretta che in quella indiretta).

E' naturalmente possibile utilizzare una combinazione di queste tre alternative (DEC, IEC, BF), ed è ciò che si è fatto in questo lavoro, e che sarà descritto nel par.5.3.

Non è il caso, inoltre, di scendere nei dettagli impiantistici, rimandando, per tali approfondimenti, alla letteratura in materia [38, 42, 44].

4.3.4 Fonti di calore per la rigenerazione

Le fonti più comunemente impiegate per la rigenerazione sono i bruciatori a gas naturale a fiamma diretta o indiretta e le caldaie a gas.

I bruciatori a fiamma diretta bruciano il gas direttamente nella corrente d'aria di riattivazione; ne consegue una elevata efficienza termica (90–95%).

I bruciatori a fiamma indiretta bruciano il gas all'esterno della corrente d'aria di riattivazione alla quale il calore di combustione viene trasferito

attraverso uno scambiatore di calore. Ciò comporta una riduzione dell'efficienza del trasferimento del calore all'80% o meno.

Le caldaie a gas con produzione di acqua calda o di vapore, possono essere usate sia per la rigenerazione dell'essiccante sia per il riscaldamento invernale. Raggiungono efficienze dell'85–90%.

Altre sorgenti per la rigenerazione sono costituite da riscaldatori a resistenza elettrica, acqua calda prodotta con serpentine solari, cascami termici, ecc..

4.4 CONFRONTO TRA DEUMIDIFICATORI

I deumidificatori esistenti in commercio possono essere indipendentemente utilizzati in tutte quelle applicazioni in cui è richiesto questo componente. Le limitazioni di ciascuna configurazione possono essere superate attraverso un accurato studio progettuale. Eccetto che in particolari circostanze, nessuna affermazione inopinabile può essere fatta circa i limiti di efficienza, la quantità di energia consumata, l'affidabilità meccanica dei differenti tipi di deumidificatori.

E' molto difficile fare un confronto tra i diversi tipi di deumidificatori, poiché specifiche circostanze rendono impossibile stabilire relazioni universalmente valide [1].

Detto ciò, la letteratura consente di affermare che tra i deumidificatori basati sul raffreddamento, le unità ad espansione diretta ("DX cooling") sono generalmente disponibili in piccole taglie (fino a circa 8000 m³/h di aria), mentre i refrigeratori d'acqua o di liquido ("chilled liquid"), ossia sistemi centralizzati, sono più comuni per deumidificare grosse portate d'aria.

Tra i deumidificatori chimici, i "packed tower" sono adeguati per piccole taglie, le ruote essiccanti ("Rotating Honeycombe") sono disponibili in tutte

le taglie.

Per ottenere portate superiori a quelle raggiungibili con una singola unità, la maggior parte dei costruttori assembla più unità di piccole taglie. In tal modo si possono raggiungere tranquillamente portate superiori ai 420'000 m³/h.

Inoltre, i deumidificatori basati sul raffreddamento sono usati per deumidificare aria con alti livelli di umidità, mentre quelli essiccanti riescono a deumidificare anche a livelli estremamente bassi di umidità.

E' il caso di accennare (vedi cap.3) che l'impianto essiccante è sì in grado di raggiungere livelli notevolmente bassi di umidità specifica, ma solo in determinate condizioni. E' necessario quindi analizzare, di volta in volta, se la ruota è effettivamente in grado di fornire i valori richiesti di umidità specifica nella singola applicazione.

4.5 SETTORI DI APPLICAZIONE DEGLI IMPIANTI IBRIDI CON RUOTA ESSICCANTE

In questo paragrafo saranno analizzati gli aspetti tecnici dei sistemi di condizionamento ibridi con “desiccant”. Si discuterà del campo di applicazione e dei climi in cui questa tecnologia può meglio essere applicata; inoltre se ne evidenzieranno i vantaggi e i limiti, facendo opportune considerazioni di carattere progettuale circa i costi, le varie opzioni di utilizzo e i dettagli per l'installazione.

In generale, possiamo dire che varie sono le applicazioni di impianti HVAC con deumidificazione meccanica e chimica: riguardo a quest'ultima, si farà riferimento specificamente alla tecnica **per adsorbimento**, più sviluppata, rimandando alla letteratura specifica [9, 45, 46] per le applicazioni basate sulla deumidificazione chimica propriamente detta (quella per

assorbimento).

Si elencano di seguito i settori nei quali possono trovare o trovano già applicazione i sistemi di deumidificazione chimica.

■ **INDUSTRIA CHIMICO-FARMACEUTICA**

- *Reparti Sterili*
- *Lavorazione Polveri*
- *Comprimatura*
- *Confezionamento*
- *Depositi*
- *Micromacinazione*

■ **INDUSTRIA ALIMENTARE**

- *Camere bianche*
- *Lavorazione Polveri*
- *Lavorazione Cioccolato*
- *Confezionamento*
- *Depositi*
- *Tunnels Raffreddamento*
- *Silos Farine, Cacao, Zucchero, Sale*

■ **MATERIE PLASTICHE**

- *Stampi*
- *Trasporto Chips*
- *Essiccazione Materiali*

■ **CANTIERI NAVALI**

- *Piattaforme Off-Shore*
- *Navi Trasporto Prodotti Igroscopici*
- *Conservazione Apparat di Bordo*
- *Sabbiatura stive*

■ **MUSEI**

- *Protezione materiali nelle teche e vetrine*
- *Controllo umidità ambiente*
- *Deumidificazione aria esterna*

■ **PELLICCERIE**

- *Protezione pelli grezze da parassiti*



- **Conservazione pellicce nei caveau**
- **Controllo umidità dell' aria esterna**

■ **DIFESA**

- **Protezione depositi munizioni**
- **Conservazione armamenti in efficienza**
- **Riduzione tempi di manutenzione**
- **Protezione materiali elettronici**

■ **INDUSTRIA DEL VETRO**

- **Produzione vetri auto accoppiati**
- **Verniciature speciali**
- **Controllo umidità dell' aria esterna**

I sistemi essiccanti riescono a deumidificare anche a livelli estremamente bassi di umidità. Infatti, in passato hanno avuto particolare successo perché non esistevano processi alternativi in grado di dar luogo a livelli di umidità così bassi ($T_{\text{rug}} < 1^{\circ}\text{C}$), e nello stesso tempo di limitare l'incremento di microbi e/o migliorare la qualità dell'aria. Per tale motivo, i “desiccant systems” erano utilizzati esclusivamente in impianti la cui priorità era rivolta a finalità speciali (impianti industriali e militari) piuttosto che alla convenienza energetica ed economica.

Attualmente la tecnologia legata ai sistemi essiccanti può però competere con i sistemi tradizionali a compressione di vapore anche nel settore relativo agli edifici civili e commerciali.

Purtroppo, in Italia lo sviluppo degli impianti ibridi essiccanti è ostacolato dalla poca familiarità con questa tecnologia e dalla mancanza d'informazione circa le sue prestazioni tecniche ed economiche.

Negli ultimi anni, il settore edile statunitense ha invece visto una notevole crescita di installazioni di sistemi ibridi, grazie anche all'ASHRAE che recentemente, per incentivare ulteriormente lo sviluppo dei sistemi ibridi con

ruota essiccante, ha reso più facile quantificare il carico di picco di umidità dell'aria esterna attraverso l'introduzione della temperatura di rugiada di progetto nei dati ambientali [29, 47].

Si esamineranno ora alcune applicazioni in cui è preferibile installare un sistema ibrido di climatizzazione con deumidificazione chimica operante a pressione atmosferica.

4.5.1 Conservazione di materiali in magazzino

Merce di vario genere viene spesso conservata in magazzini per depositi a lungo termine; tali magazzini devono essere opportunamente climatizzati perché ciascun materiale richiede particolari condizioni di temperatura e di umidità per non incorrere nel deterioramento.

Gli impianti ibridi, controllando separatamente temperatura ed umidità, si prestano ottimamente a tale circostanza, per cui vengono utilizzati nei magazzini di materiali metallici e materie plastiche, nei depositi commerciali che includono stanze per fermentazione birra, depositi di cibo o di medicinali, stock di carta, ecc.

Tabella 4.1 - umidità Relativa ideale nei depositi e per produzione

	50 % U.R.	40 % U.R.	30 % U.R.	20 % U.R.
Prodotti per la difesa	Armi, Veicoli Vestiti	Robots, Munizioni	Diversi tipi di esplosivo	
Prodotti farmaceutici	Prodotti imballati	Aree comuni di produzione	Miscelazione	Reparti comprimitura
Prodotti dolciari	Tunnel di raffreddamento per cioccolato	Reparti imballaggio per dolci duri	Ricopertura	

4.5.2 Prevenzione a condensazione e corrosione

La condensazione si può verificare ogni qual volta superfici fredde sono circondate o lambite da aria umida. Molte applicazioni richiedono un ottimo controllo di umidità per prevenire questo fenomeno.

Uno dei problemi maggiori è che l'umidità funge da catalizzatore e acceleratore per la reazione di ossidazione provocando corrosione strutturale e guasti ai componenti elettronici. Si immaginino le conseguenze, ad esempio, per gli aerei, nonché per macchinari elettronici.

Aumento in peso mg/dm^3 dopo 55 giorni

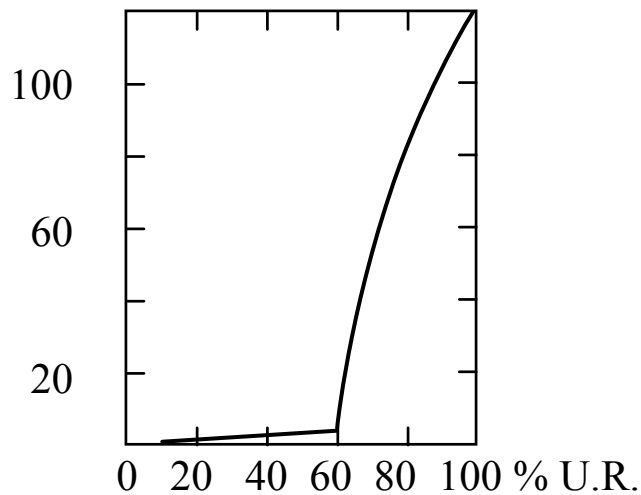


Figura 4.15 - curva di corrosione dell'acciaio

4.5.3 Processo di deumidificazione in campo industriale

Le richieste di deumidificazione in campo industriale sono essenzialmente legate a:

- processi metallurgici;
- trasporto di materiali igroscopici;
- essiccazione di pellicole;
- produzione di cioccolata, caramelle, chewing gum, medicinali, componenti elettronici, materie plastiche, vetro laminato;

- inscatolamento di prodotti sensibili all'umidità;
- assemblaggio di motori e trasformatori;
- mescolamento di propellente solido.

4.5.4 Controllo della qualità dell'aria - ospedali

I sistemi essiccanti possono essere impiegati per rimuovere composti organici volatili dai sistemi di ventilazione degli edifici, in quanto sia gli essiccanti solidi che liquidi assorbono, oltre al vapor d'acqua, una grande quantità di molecole organiche.

In più, per prevenire la crescita di funghi, muffe e batteri, al fine di mantenere gli edifici asciutti, i deumidificatori chimici sono affiancati da filtri.

Pertanto, i sistemi essiccanti sono particolarmente usati in ospedali e in tutte quegli ambienti dove i microrganismi aerotrasportati possono causare costantemente dei problemi. La scelta dei deumidificatori chimici scaturisce, in questi casi, principalmente dalla loro capacità di uccidere microrganismi o di evitarne la crescita.

4.5.5 Grandi magazzini e supermercati

Un'interessante applicazione di impianti di climatizzazione con deumidificazione meccanica e per adsorbimento riguarda i grandi magazzini [48] e, soprattutto, i **supermercati** [9, 27, 46, 49, 50, 51], in cui la climatizzazione risulta necessaria sia per il benessere degli occupanti sia per il corretto funzionamento dei banchi frigoriferi aperti, ben funzionanti solo se l'umidità ambientale è mantenuta bassa. Inoltre, per i supermercati, il rapporto tra le componenti sensibile e latente del carico termico ambiente risulta spostato a favore della componente latente. La presenza dei banchi frigoriferi aperti, infatti, riduce sostanzialmente il carico sensibile ed in misura minore

quello latente [52]. E' chiaro quindi che se la deumidificazione è meccanica, risulta indispensabile il sovradimensionamento della batteria fredda, nonché il successivo post riscaldamento dell'aria trattata, con notevole dispendio. Inoltre, nelle condizioni più severe di carico parziale l'impianto tradizionale, se non opportunamente dimensionato e regolato, può perdere il controllo dell'umidità in ambiente, con conseguenze negative di rilievo [4, 46, 53-55]: a) aumenta il carico imposto ai banchi frigoriferi e quindi il loro costo operativo; b) a causa della maggiore formazione di brina, sono richiesti più lunghi periodi di sbrinamento, si abbrevia la vita dei beni esposti, il loro aspetto peggiora, i contenitori di carta si deteriorano rendendo illeggibili le etichette; c) aumentando la temperatura di rugiada dell'aria si manifestano problemi di condensa superficiale sulle pareti, sulle strutture, sulle merci [55, 56].

Una possibile soluzione consiste nel ricorrere ad impianti di climatizzazione ibridi con deumidificazione mediante ruota essiccante, che offrono numerosi vantaggi, tra cui:

- a) il carico latente e quello sensibile sono controllabili separatamente;
- b) il gruppo frigorifero a compressione di vapore dell'impianto di climatizzazione ibrido, che bilancia il carico sensibile, avrà una taglia significativamente inferiore (a cui corrisponde una diminuzione del suo costo e della potenza elettrica impegnata), ed un COP maggiore (a cui corrisponde una diminuzione dell'energia elettrica consumata) dovendo raffreddare ad un livello termico più alto;
- c) può essere ottenuto un consistente risparmio energetico: a tal fine il sistema deumidificante chimico, che bilancia il carico latente, può utilmente impiegare la potenza di condensazione del gruppo frigorifero a compressione per preriscaldare l'aria di rigenerazione [57], riducendo la

potenzialità termica necessaria;

d) i sistemi riscaldanti anti-condensa possono essere eliminati o ridotti;

e) il controllo dell'umidità ambientale è migliore.

Nel par.6.3 sarà esposto un caso studio relativo proprio ad un supermercato.

4.6 CONSIDERAZIONI TECNICHE

I “desiccant systems” sono generalmente progettati per essere installati all'esterno degli edifici. Gran parte di quelli destinati ad edifici civili e commerciali vengono posizionati sui solai di copertura, ancorati a basamenti di cemento e il più vicino possibile ad eventuali allacciamenti del gas e della rete elettrica. Se l'unità essiccante è fornita di sistema di raffreddamento di tipo evaporativo, allora sarà necessario avere a disposizione anche l'acqua. Qualora le macchine dovessero essere installate in ambienti chiusi (non potendo installarle sui solai di copertura), si dovrà considerare lo spazio necessario all'accesso per la manutenzione delle unità di trattamento dell'aria.

4.6.1 Valutazione della convenienza di applicazione

I sistemi ibridi con “desiccant” possono essere usati in ogni applicazione per edifici, perché in grado di controllare con precisione sia il livello di umidità sia la temperatura. Tuttavia, gli alti costi iniziali (da 8.5 a 13.5 dollari per m³/h, negli U.S.A.) scoraggiano l'impiego di questa tecnologia.

Per valutare il consumo annuo di energia dei sistemi di condizionamento ibridi con “desiccant” si possono utilizzare varie tecniche. Le più precise sono quelle che ricorrono alla simulazione al computer. Sebbene esse forniscano risultati più affidabili di quelli che si possono ottenere con le tecniche di calcolo tradizionali, le

simulazioni al computer sono difficili e costose da impiegare sistematicamente come strumenti per la valutazione iniziale e, pertanto, risultano adeguate solo quando sono necessari calcoli più approfonditi.

Il “metodo dei bin” costituisce un altro strumento di tipo analitico per la valutazione della convenienza dell’applicazione. In generale, il “metodo dei bin” è una semplice procedura di calcolo, facilmente adattabile ad un’analisi mediante foglio di calcolo elettronico e può essere utilizzato per una ragionevole stima del consumo di energia, per una data applicazione in una determinata località. Tuttavia, il “metodo dei bin” sottostima il carico latente di circa il 30%, poiché si basa sull’utilizzo della temperatura di bulbo asciutto di progetto, valutata con il metodo dei percentili, unitamente alla temperatura media coincidente di bulbo bagnato (“Mean Coincident Wet-Bulb”, MCWB). Un approccio alternativo consiste nell’usare tavole che riportano congiuntamente, ora per ora, i valori delle temperature di bulbo asciutto e dell’umidità specifica. La difficoltà sta nel fatto che i valori dell’umidità relativa orari non sono facilmente disponibili.

4.6.2 Dove utilizzare i sistemi ibridi con ruote essiccanti

Prima che l’utilizzo di sistemi ibridi con “desiccant” in un edificio possa essere giustificato dal punto di vista economico, bisogna conoscere le condizioni specifiche del luogo e le caratteristiche del tipo di applicazione. In genere occorre un’analisi dettagliata per confrontare il rapporto costi/benefici di un sistema tradizionale rispetto ad uno con “desiccant”. Mentre è difficile fare un discorso generalizzato riguardo al rapporto costi/benefici per un impianto ibrido, ci sono alcune applicazioni in cui tale rapporto è così ben

determinato da non richiedere analisi approfondite. Si tratta di magazzini (dove l'ambiente viene deumidificato d'estate e riscaldato d'inverno), stadi del ghiaccio funzionanti nel periodo estivo, sale operatorie (dove il controllo dell'umidità e la qualità dell'aria sono fondamentali) e la maggior parte dei supermercati. Nel caso in cui vi sia già un sistema tradizionale insufficiente a mantenere un basso livello di umidità, lo si può integrare con un TWDS in grado di bilanciare il carico latente, in modo da garantire le condizioni richieste nell'ambiente da condizionare. In tutte queste situazioni il costo iniziale è a favore del TWDS rispetto ad un sistema tradizionale. Negli altri casi, si dovrebbero valutare attentamente le variabili chiave che determinano i costi di impianto e di esercizio. Esse comprendono: il livello massimo accettabile di umidità nello spazio condizionato, il rapporto tra il carico latente ed il carico sensibile, la quantità di aria fresca richiesta, la temperatura di rugiada di progetto dell'aria esterna, la disponibilità di aria esausta (di ripresa) per il post raffreddamento, i costi locali dell'impegnativa elettrica e dell'energia, il costo locale del gas, la disponibilità di calore di rigenerazione a basso costo e i benefici legati al miglioramento della qualità dell'aria nell'ambiente condizionato.

Si possono, pertanto, utilizzare i seguenti criteri di applicazione.

- **Livello di umidità interna** (fig. 4.16). I sistemi integrati con “desiccant” risultano essere la scelta più economica per la deumidificazione dell'aria con temperature di rugiada al di sotto dei 4.5°C, poiché la condensa sulle batterie fredde di un sistema tradizionale, a queste temperature, formerebbe uno strato di ghiaccio, riducendone la capacità di deumidificazione. Se la

temperatura di rugiada di esercizio è compresa all'incirca tra 4.5 e 10°C il rapporto costi/benefici, per un sistema con “desiccant”, è condizionato da altre variabili che dipendono dalle particolari esigenze relative all'ambiente da condizionare e dalla località in cui esso si trova. Se la temperatura di rugiada è maggiore di circa 10°C, allora si preferisce, generalmente, un sistema di condizionamento di tipo tradizionale. Nella maggior parte delle applicazioni per edifici commerciali o civili è molto raro che l'impianto lavori con temperature di rugiada al di sotto dei 4.5°C; infatti, la temperatura di rugiada consigliata in un edificio, i cui ambienti sono destinati ad uffici, oscilla tra 10.5°C e 14°C, mentre per quanto riguarda biblioteche e musei oscilla tra 8°C e 12°C.

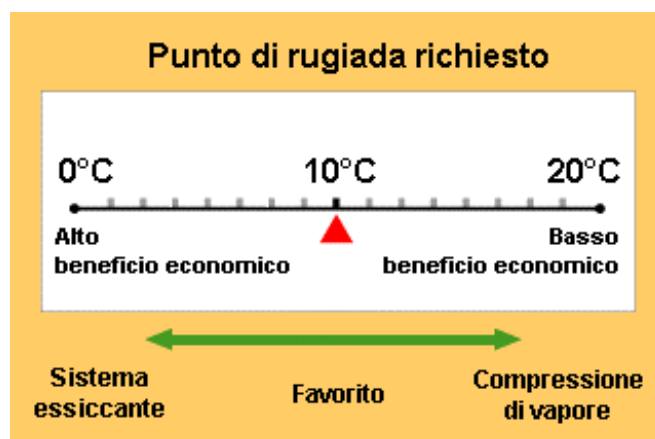


Figura 4.16

- **Elevata frazione di carico latente (>25%)** (fig. 4.17). Gli impianti di condizionamento con “desiccant” risultano essere più convenienti, dal punto di vista costi/benefici, nell'abbattere il carico latente rispetto ad un sistema di raffreddamento convenzionale. Ecco perché questo tipo di sistema diventa importante quando la percentuale di carico latente, rispetto al

carico totale, è alta. In gran parte degli edifici a destinazione uffici il carico latente rappresenta una piccola parte del carico totale (minore del 25%). Tuttavia, supermercati, cinema, teatri, scuole, auditorium, e tutti gli ambienti in cui è richiesta un'alta ventilazione con aria esterna hanno una frazione di carico latente molto alta.

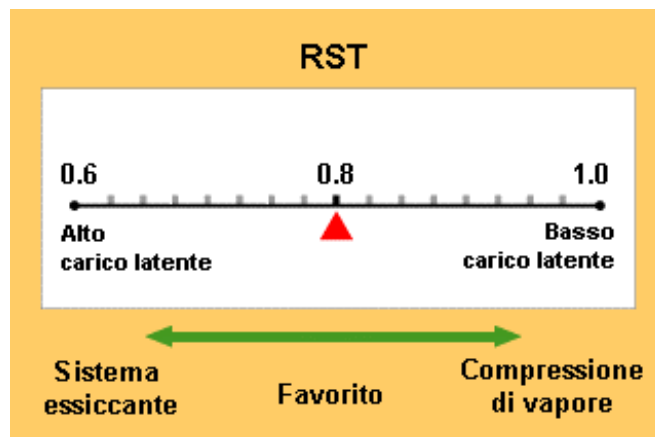


Figura 4.17

- **Ricambio d'aria** (fig. 4.18). In alcuni ambienti (scuole, ristoranti, ospedali, magazzini per la vendita al dettaglio) è necessario un ricambio di aria abbastanza elevato (maggiore del 20%) [58]. Se la temperatura di rugiada di progetto è alta e se sono molto frequenti alte temperature di rugiada esterne, allora un impianto integrato con “desiccant” può risultare economicamente vantaggioso. L'ASHRAE ha pubblicato le temperature di rugiada esterne di progetto (per quanto riguarda gli U.S.A.) all'1%, al 2% ed al 5% (metodo dei percentili) e le temperature medie coincidenti di bulbo asciutto. E' difficile ottenere la frequenza effettiva di occorrenza delle temperature di rugiada per le varie regioni climatiche, ma

sono reperibili le temperature medie coincidenti di bulbo bagnato (MCWB, “Mean Coincident Wet-Bulb”). Tuttavia, i calcoli che utilizzano le temperature medie coincidenti di bulbo bagnato comportano una sottostima del carico latente di ventilazione.

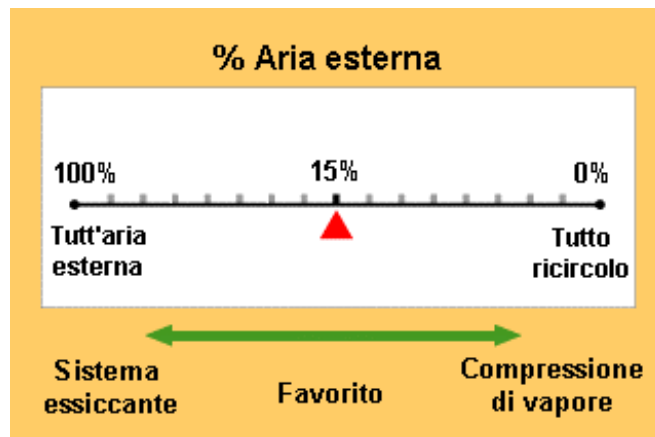


Figura 4.18

- **Disponibilità di aria esausta (di ripresa) per il post raffreddamento** (fig. 4.19). Se è disponibile aria di ripresa per il post raffreddamento mediante recuperatore di calore, si può ridurre la potenzialità dell'apparato di raffreddamento sensibile. Qualora la richiesta di aria esterna di ricambio sia elevata (maggiore del 20%), gli impianti con “desiccant” la cui aria di processo sia una miscela tra aria esterna e aria di ricircolo possono risultare economicamente più convenienti di un sistema di condizionamento tradizionale.

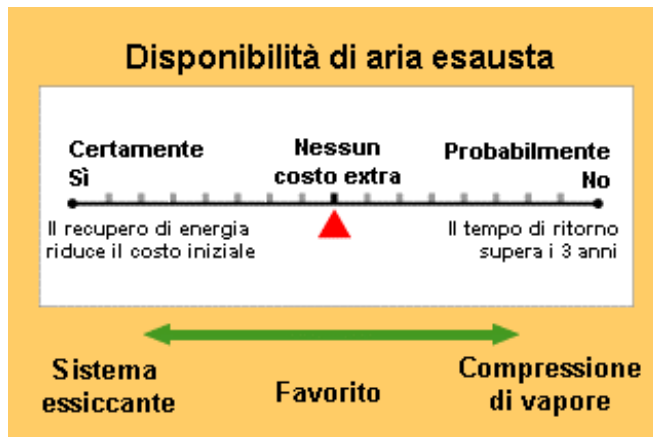


Figura 4.19

- **Impegnativa e costi dell'energia** (fig. 4.20). Un'elevata impegnativa elettrica nel periodo estivo ed un alto costo dell'energia elettrica, unitamente ad un basso costo del gas in estate, possono favorire l'impiego di sistemi essiccanti. Il basso costo del gas da solo potrebbe non rendere i sistemi con "desiccant" economicamente convenienti costringendo i progettisti a considerare attentamente altri criteri.

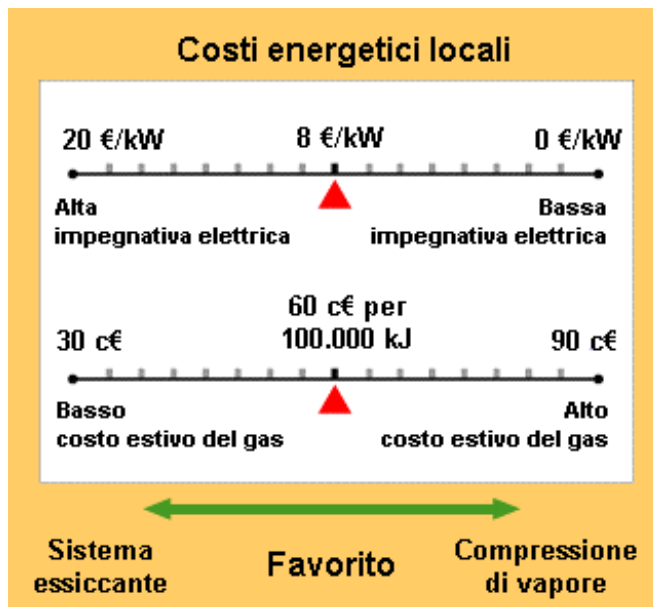


Figura 4.20

- **Disponibilità di fonti di energia economiche o gratuite per la rigenerazione.** La disponibilità di calore, gratis o a basso costo, per la riattivazione rende i sistemi con “desiccant” più interessanti. In generale, le temperature necessarie per la riattivazione vanno circa da 82°C a 104°C. Solo i materiali essiccanti di ultima generazione consentono temperature di rigenerazione comprese tra 40°C ed 80°C, per cui si può far fronte parzialmente o completamente alle esigenze di rigenerazione con recuperi a bassi livelli termici. Alcune possibili sorgenti di calore di recupero sono i condensatori, i motori e gli scarichi delle turbine a gas.
- **Qualità dell’aria interna.** La qualità dell’aria interna è difficile da quantificare in termini economici, ma per molti ambienti (ospedali, cliniche, scuole, ecc.) essa costituisce un aspetto essenziale. I sistemi con “desiccant” migliorano la qualità dell’aria perché controllano con precisione il livello di umidità. Nei paesi con climi umidi, lì dove sono utilizzati sistemi di condizionamento tradizionali, c’è un potenziale sviluppo di microbi nei condotti e nei recipienti di drenaggio della condensa a causa della loro inadeguata capacità di deumidificazione. Ciò non costituisce un problema per i sistemi con “desiccant”, in quanto solitamente c’è pochissima condensa sulle batterie di post raffreddamento e, di conseguenza, nei recipienti di drenaggio e nei condotti.

4.6.3 Cosa evitare

Il sistema di raffreddamento ibrido con “desiccant” può essere meno indicato se:

- la temperatura di rugiada richiesta per l’ambiente condizionato è maggiore di 10°C;

- la frazione di carico latente rispetto a quello totale è inferiore al 25%;
- il progettista e l'installatore sono inesperti; come per ogni sistema di condizionamento dell'aria, per il dimensionamento si dovrebbero usare procedure di calcolo collaudate.

4.6.4 Fasi fondamentali della sequenza progettuale

Dal momento che i sistemi con “desiccant” hanno bisogno di essere ottimizzati riguardo alle condizioni di un determinato luogo, è necessario che la progettazione venga eseguita da progettisti ed installatori particolarmente esperti. Tuttavia è importante conoscere le fasi fondamentali della sequenza progettuale, di seguito elencate.

- Determinare le condizioni climatiche di progetto del luogo, ovvero le temperature di rugiada e di bulbo asciutto.
- Stabilire umidità e temperatura interne.
- Calcolare i carichi di riscaldamento e raffreddamento (sia latente che sensibile) dell'edificio nelle condizioni di progetto:
 - determinare il numero degli occupanti dell'ambiente;
 - calcolare la ventilazione necessaria per gli occupanti e per la corretta pressurizzazione dell'edificio;
 - calcolare il carico latente dovuto al ricambio d'aria, agli occupanti ed alle infiltrazioni;
 - dimensionare il sistema (essiccante) per abbattere il carico latente;
 - calcolare il carico sensibile dovuto ad apporti gratuiti interni (inclusi gli occupanti), ad infiltrazioni e ventilazione forzata;
 - dimensionare il sistema di raffreddamento tradizionale per

abbattere il carico sensibile interno e il carico necessario a raffreddare l'aria calda e asciutta di processo fino al punto di immissione richiesto.

- Rivolgersi a diversi produttori di “desiccant systems” per individuare i tipi di macchinari più adatti. Selezionare i componenti alternativi del sistema HVAC, incluso il tipo di sistema per la distribuzione dell'aria interna, e dimensionare le alternative in base alle esigenze specifiche.
- Determinare il fabbisogno, sia mensile che annuale, di energia per il riscaldamento ed il raffreddamento dell'edificio.
- Calcolare il costo del sistema ibrido e di quello alternativo.
- Effettuare un'analisi dei costi del ciclo di vita (LCC, “Life Cycle Cost”) relativamente ai due impianti.

4.6.5 Scelta delle apparecchiature

A differenza dei sistemi a compressione di vapore tradizionali, i sistemi ibridi di raffreddamento vengono selezionati sulla base del carico latente di raffreddamento e non su quello di riscaldamento o di raffreddamento sensibile, pur essendo l'impianto in grado di bilanciarli. Dopo aver selezionato il sistema in base al carico latente di raffreddamento, bisogna verificarne la capacità di riscaldamento e di raffreddamento sensibile. Qualora quest'ultima risulti inadeguata, si deve considerare la possibilità di aggiungere un sistema integrativo, come l'impianto a compressione di vapore e/o l'impianto di riscaldamento ad aria calda, per abbattere il carico aggiuntivo. La maggior parte dei produttori di sistemi con “desiccant” fornisce anche l'attrezzatura per il raffreddamento sensibile aggiuntivo, insieme al sistema essiccante. I vari elementi sono inoltre ottimizzati per un

determinato range di portate d'aria e relativa capacità di deumidificazione. Operare al di là di questi limiti può danneggiare il materiale della ruota del “desiccant” o rendere la prestazione inaffidabile. Sono ora disponibili sul mercato ruote essiccanti con portate fino a 30'000 cfm (circa 51'000 m³/h).

4.6.6 Integrazione di un impianto tradizionale con una ruota essiccante

Prima di integrare con un “desiccant system” un preesistente sistema HVAC, è necessario valutare i seguenti aspetti:

- **Dimensione e localizzazione.** Il sistema con “desiccant” deve essere collocato accanto all'unità di trattamento dell'aria del preesistente HVAC. Per le nuove installazioni, bisogna considerare le dimensioni e il peso della macchina, più lo spazio di ingombro richiesto per la sicurezza, la manutenzione ed un adeguato flusso d'aria. Generalmente queste informazioni vengono fornite dal produttore. Lo spazio effettivo necessario e il peso della macchina dipendono dalla quantità di aria trattata dalla macchina e degli altri componenti necessari ad abbattere il carico di riscaldamento e di raffreddamento dell'edificio. E' importante localizzare sempre il sistema con “desiccant” nel punto in cui si trova la presa di aria esterna del sistema preesistente. E' necessario assicurarsi che siano disponibili i seguenti servizi: fornitura elettrica (per il funzionamento di ventilatori, motori, compressore), fornitura di gas naturale o propano per la rigenerazione (non necessaria se questa viene effettuata utilizzando il calore di recupero; il gas naturale o propano può comunque essere utilizzato come carburante di riserva) e acqua (per le unità di raffreddamento ad evaporazione).

4.6.7 Caratteristiche tecniche di ruote essiccanti in commercio

In questo paragrafo sono illustrati alcuni sistemi di deumidificazione per adsorbimento disponibili in commercio. In fig.4.21 sono riportate le caratteristiche tecniche di ruote essiccanti commerciali.



Portata aria essiccata [m³/h]*	Dimensioni L x P x H [mm]
600	290 x 700 x 700
1200	340 x 700 x 700
2300	440 x 700 x 700
5100	440 x 920 x 920
8100	440 x 1220 x 1220
13300	440 x 1420 x 1420
21000	500 x 1760 x 1760
28000	500 x 1960 x 1960
35000	500 x 2200 x 2200
54000	600 x 2800 x 2800
108000	900 x 2800 x 2800
132000	900 x 3200 x 3200
217000	900 x 3900 x 3900
332000	900 x 4700 x 4700
*Densità dell'aria 1.20 kg/m³	

Figura 4.21 - caratteristiche tecniche di ruote essiccanti in commercio

In figura 4.22 è mostrato un interessante impiego di una ruota essiccante accoppiata ad un impianto a ciclo inverso con compressione di vapore: l'aria di processo subisce un primo raffreddamento con deumidificazione attraversando l'evaporatore (A-B), è poi ulteriormente deumidificata per adsorbimento (B-C); l'aria di rigenerazione si riscalda attraversando il condensatore (D-E), per poi fluire attraverso la ruota (E-F). L'input energetico del sistema è quindi solo elettrico. La ruota essiccante deve essere realizzata con materiali

rigenerabili a bassa temperatura, oggi disponibili sul mercato.

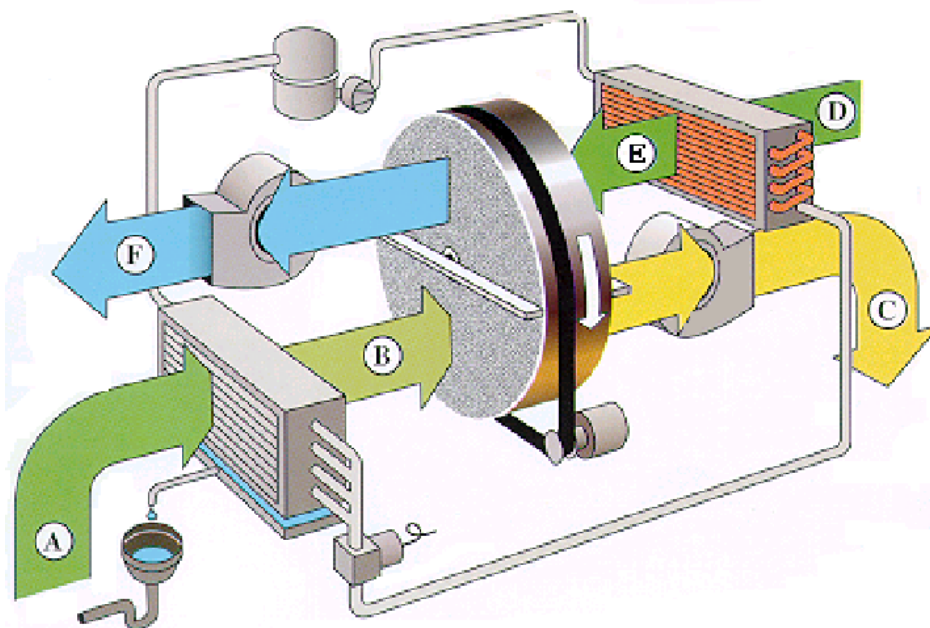


Figura 4.22 - esempio di utilizzo di ruota essiccante inserita in un ciclo frigorifero (Econosorb – per gentile concessione della Angelantoni Industrie S.p.A.)

In fig.4.23 è invece riportato il sistema Recusorb, un deumidificatore continuo con recupero di energia interno, in grado di raggiungere temperature di rugiada molto basse. Durante la rigenerazione, il calore sensibile è assorbito dal materiale della ruota. Questo calore è trasferito a una sezione attraversata da aria di rigenerazione, la quale viene così preriscaldata e leggermente deumidificata. E' così richiesto meno calore per raggiungere la temperatura finale di rigenerazione, e l'aria in uscita sarà più fredda e secca rispetto ad altri sistemi essiccanti.

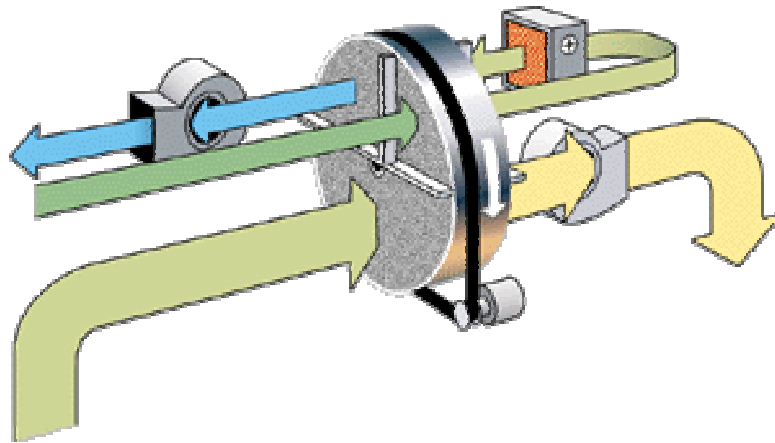


Figura 4.23 - sistema Recusorb (per gentile concessione della Angelantoni Industrie S.p.A.)

In fig.4.24 è riportato il sistema Frigosorb. E' un sistema applicabile ai casi in cui è difficile condurre all'esterno l'aria umida estratta dal locale da deumidificare. L'unità include una pompa di calore che prima riscalda l'aria di ripresa, che rigenera il rotore. L'aria umida è poi raffreddata e il vapore separato per condensa. Per essiccare ulteriormente l'aria di processo, la si fa passare poi attraverso il rotore, che adsorbe l'umidità rimanente. Grazie alla pompa di calore questo sistema risulta molto efficiente dal punto di vista energetico.

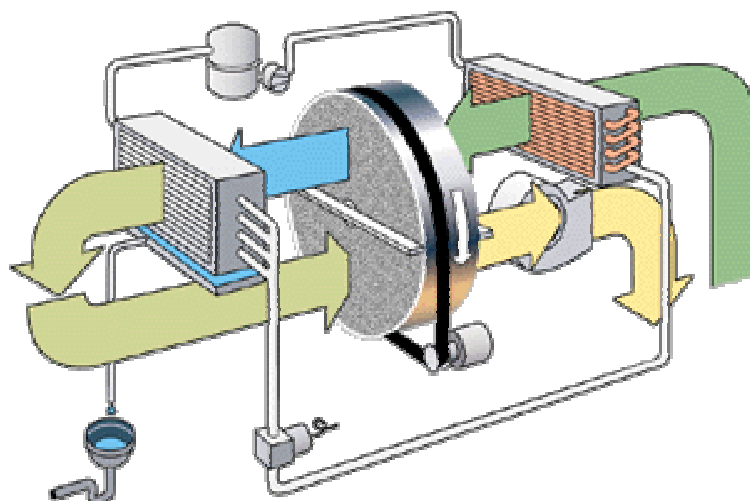


Figura 4.24 - sistema Frigosorb (per gentile concessione della Angelantoni Industrie S.p.A.)

In fig.4.25, infine, sono riportate due foto di unità di trattamento aria basate su ruota essiccante.



Figura 4.25 – unità di trattamento aria con ruota essiccante (per gentile concessione della Angelantoni Industrie S.p.A.)

4.6.8 Costi

Dato che i sistemi con “desiccant” sono dimensionati sulla base della portata d’aria (m^3/h), i costi in genere vengono forniti in termini di $\$/(\text{m}^3/\text{h})$ o $\text{€}/(\text{m}^3/\text{h})$. Per grandi sistemi, destinati ad edifici commerciali, il costo di un sistema TWDS si aggira solitamente, negli U.S.A., sugli $8.5\$/(\text{m}^3/\text{h})$, laddove macchine più piccole (portate inferiori a $1.000 \text{ m}^3/\text{h}$) per applicazioni residenziali possono

raggiungere i 13.5\$/(m^3/h). I costi di installazione, e quindi la convenienza del sistema innovativo, possono variare in base alle specifiche esigenze del luogo (fig.4.26). Per un sistema ibrido bisogna prendere in considerazione il costo aggiuntivo del sistema di raffreddamento a compressione di vapore.

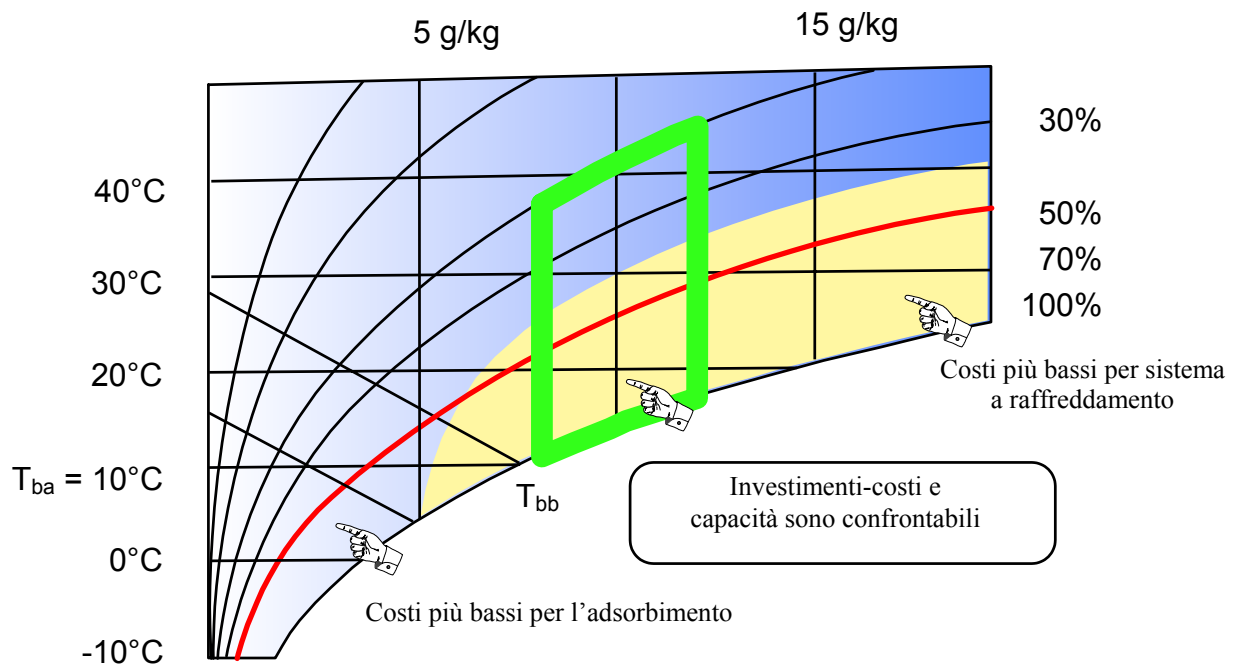


Figura 4.26 - confronto spese tra raffreddamento ed adsorbimento sul diagramma di Mollier, in funzione delle condizioni ambientali desiderate

Si riportano, in figura 4.27, dati recentemente apparsi in letteratura [59] sui prezzi di vendita per deumidificatori con ruota essiccante e ruota per il recupero termico destinati sia al settore industriale che a quello commerciale.

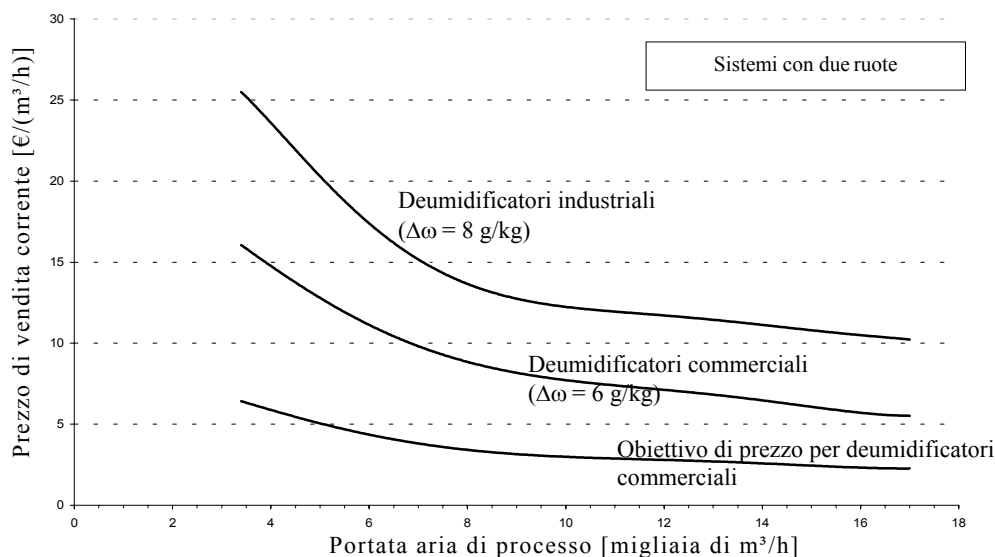


Figura 4.27 – range approssimativo del prezzo di vendita corrente normalizzato per deumidificatori industriali e commerciali con essiccante solido e recupero di calore

Costi di manutenzione

I costi di manutenzione si dividono in due categorie:

- **manutenzione generale del processo di condizionamento dell'aria.** Normalmente il costo annuo per gli impianti di condizionamento dell'aria va dai 25 ai 35 € /ton (1ton=3.517 kW, quindi circa 7 – 10 €/kW).
- **Manutenzione dei componenti del “desiccant” per la deumidificazione.** Per quanto riguarda la ruota essiccante e lo scambiatore di calore rotante, i filtri dovrebbero essere mantenuti e cambiati ogni 2 mesi. La ruota può essere aspirata per rimuovere la polvere che si deposita sulla sua parte anteriore. Le altre parti della ruota essiccante che hanno bisogno di una manutenzione costante sono i sigilli di contatto (che durano 5 anni), l'apparato rotore, il supporto della ruota, il ventilatore e la cinghia del ventilatore. Il materiale del “desiccant” invece non necessita di una continua manutenzione. La ruota scambiatore di calore, così come quella essiccante, richiede pochissima manutenzione, se i filtri

vengono tenuti bene. Le altre parti dello scambiatore di calore rotante che hanno bisogno di una manutenzione regolare sono l'apparato rotore e il supporto della ruota. Se l'aria di processo viene post raffreddata utilizzando un raffreddatore evaporativo diretto o indiretto, la manutenzione regolare del raffreddatore comprende anche il frequente lavaggio a forte getto del pacco evaporante e del raccoglitore d'acqua (ogni 2 mesi), il trattamento dell'acqua di recupero e il drenaggio del condotto dell'acqua di riserva durante i mesi invernali (quando non è necessaria la deumidificazione ed è probabile il congelamento).

4.6.9 Durata del “desiccant”

La durata del materiale essiccante dipende maggiormente dalla quantità e dal tipo di contaminazione dei flussi d'aria. Nel caso del condizionamento dell'aria in un ambiente commerciale, i materiali essiccanti durano tra le 10'000 e le 100'000 ore prima di dover essere sostituiti. I materiali adsorbenti (essiccanti solidi) tendono ad essere chimicamente meno reattivi e più suscettibili di intasamento, problema questo legato al tipo di materiale adottato ed al quantitativo di pulviscolo presente del flusso d'aria trattato. Essi tendono ad essere sensibili anche allo stress idrotermico, derivante dall'espansione e dalla contrazione termica del materiale del “desiccant” causate dai rapidi cambiamenti della quantità di umidità che esso può assorbire. Dal momento che le applicazioni dei TWDS per il condizionamento dell'aria in ambienti civili e commerciali sono recenti, le prestazioni a lungo termine (oltre 10 anni) delle ruote essiccanti non sono ben note. Secondo i produttori, una ruota essiccante ben tenuta dura circa 100'000 ore di funzionamento operativo (dai 10 ai 15 anni).

4.6.10 Altri impatti

Per l'installazione e la manutenzione di sistemi di condizionamento con "desiccant" si fa riferimento alla regolamentazione ed alle norme solitamente applicate ai sistemi tradizionali. A causa dell'alimentazione a carburante fossile (gas o propano) del bruciatore per la rigenerazione, ci sarà un piccolo incremento di emissioni localizzate, ma si avrà anche una riduzione del consumo di energia elettrica. I "desiccant systems" riducono il carico di raffreddamento che grava sul sistema convenzionale e permettono di usare raffreddatori più piccoli riducendo così l'utilizzo di CFC e HCFC dannosi per lo strato di ozono atmosferico.

4.7 SCELTA TRA UN IMPIANTO IBRIDO CON RUOTA ESSICCANTE ED UN IMPIANTO TRADIZIONALE: ANALISI DI FATTIBILITÀ TECNICO-ECONOMICA

In molte applicazioni, è possibile rimuovere umidità dall'aria sia installando deumidificatori chimici che deumidificatori basati sul raffreddamento, per cui si presenta il problema di scegliere il sistema più conveniente.

Non esiste un'unica soluzione, ma per verificare la convenienza economica di un investimento è possibile seguire la seguente metodologia progettuale.⁴⁰

- *Individuare le condizioni climatiche di progetto estive della località in cui installare l'impianto.* A riguardo si può far riferimento alla norma UNI 10339, oppure all'ASHRAE Handbook 1996.
- *Stabilire le condizioni climatiche estive dell'ambiente da condizionare.*
Per un buon comfort in edifici civili la temperatura interna deve essere

⁴⁰ Tale metodologia verrà sfruttata in gran parte nei Capp.5 e 6.

compresa tra 24-26°C, l'umidità relativa tra 40-60%; la portata d'aria esterna è regolamentata in Italia dalla norma UNI 10339 ed in campo internazionale da diverse normative e direttive [58, 60-65].

- *Valutare i carichi termici – sensibili e latenti – dell'edificio* in condizioni di progetto, nonché i carichi di esercizio, variabili durante il periodo di simulazione.
- *Scegliere la configurazione del sistema tradizionale e quella del sistema ibrido.*
- *Dimensionare le singole unità:* gli impianti devono essere in grado di abbattere i carichi latenti e sensibili in condizioni progettuali.
- *Calcolare il fabbisogno energetico annuale (o meglio del periodo di esercizio) e quindi il relativo costo di esercizio.* Per valutare il consumo annuo esistono varie tecniche, ma le più precise sono quelle che ricorrono alla simulazione al computer.
- *Calcolare il costo di impianto per entrambi i sistemi.*
- *Calcolare la convenienza economica dell'investimento.* A tal proposito, diversi sono gli indici che forniscono una valutazione dell'investimento. Il più semplice è senz'altro il “Simple Pay Back” SPB o “tempo di recupero del capitale”:

$$SPB = \frac{SC}{R}$$

dove:

SC: sovraccosto della soluzione alternativa rispetto a quella tradizionale;

R: risparmio annuo conseguito con la soluzione alternativa.

Generalmente i costi di impianto di un sistema ibrido con ruota essiccante, a causa della maggiore complessità progettuale, sono più alti di quelli del

sistema tradizionale, mentre i costi di esercizio possono essere inferiori o superiori. Evidentemente in quest'ultimo caso ($R < 0$) l'impianto ibrido non è assolutamente proponibile, mentre nel caso in cui si dovesse verificare $R > 0$, il "pay-back" valuta, in prima approssimazione⁴¹, in quanto tempo si dovrebbe recuperare il sovraccosto di impianto. Un limite massimo di tempo accettabile è di circa tre anni.

Un altro indice di valutazione, più complesso, ma anche più attendibile, è il "VAN" (Valore Attuale Netto) che calcola il risparmio economico ottenuto nell'intero arco di vita dell'impianto.

E' bene osservare che i suddetti parametri non solo sono validi per confrontare la soluzione alternativa con quella tradizionale, ma soprattutto per confrontare più soluzioni alternative. Compito dell'ingegnere, infatti, è individuare, se esiste, la configurazione ottimale.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Munters Cargocaire, The dehumidification handbook - second edition, Lewis G. Harriman III editor, Amesbury, MA, U.S.A., 1990.
- [2] C.K. Chau et al., "Interactive simulation tools for open cycle desiccant cooling systems", ASHRAE Transaction, Vol. 101, Part 1, pp. 725-734, 1995.
- [3] A.A. Jalalzadeh-Azar et al., "Performance characteristics of a commercial available gas-fired desiccant system", ASHRAE Transaction, Vol. 106, Part 1, pp. 95-104, 2000.
- [4] Renato M. Lazzarin et al., "New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: II. Applications", Applied Thermal Engineering, Vol 17, n° 5, pp. 479-500, 1997.
- [5] B.K. Hodge, "Thermodynamic assessment of desiccant systems with targeted and relaxed humidity control schemes", ASHRAE Transactions , Vol. 104, Part 2, pp. 313-319, 1998.
- [6] G. Meckler, "Two stage desiccant dehumidification in commercial building HVAC systems" , ASHRAE Transactions , Vol.95, Part 2, pp.1116-1123, 1989.

⁴¹ In quanto il SPB non tiene in considerazione il concetto di attualizzazione del denaro.

- [7] G. Meckler , “Use of desiccant to produce cold air in gas-energized cold air HVAC system” , ASHRAE Transactions , Vol.96, Part 1, pp.1257-1261, 1990.
- [8] R.K. Collier Jr et al., “Performance analysis of open-cycle desiccant cooling systems”, Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.82-87, 1992.
- [9] Lazzarin R., “La deumidificazione chimica fra teoria e pratica”, Condizionamento dell’aria Riscaldamento Refrigerazione, No. 6, pp.32-40, 2002.
- [10] Harriman III L.G., “The basics of commercial desiccant systems”, Heating/Piping/AirConditioning, pp.77-85, July, 1994.
- [11] Marciniak T.J., et al., “Gas-fired desiccant dehumidification system in a quick-service restaurant”, ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 1, pp.657-666, 1991.
- [12] Jurinak J.J., Mitchell J.W., Beckman W.A., “Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications”, Journal of solar energy engineering, Vol. 106, pp.252-260, August, 1984.
- [13] Schibuola L., “Possibilità applicative di sistemi essiccanti ad alta efficienza nell’ambito della climatizzazione”, Atti Convegno annuale AICARR, Milano, pp.301-319, 2000.
- [14] InterEnergyTM Software for the Energy Industry, DesiCalcTM User’s Manual version 1.1g, December, 1998.
- [15] DOE, release 2.1E, Department of Energy program, Simulation Research Group, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, California, 1994.
- [16] Mariotti M., Schibuola L., “Possibilità d’impiego di sistemi di deumidificazione mediante assorbimento chimico e ciclo rigenerativo in impianti di condizionamento dell’aria”, Atti Convegno nazionale AICARR, Roma, pp.581-598, 1991.
- [17] Niu J.L., “Developing a decoupled cooling and dehumidification air-conditioning system”, ISHVAC’99 The International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, November 17-19, Shenzhen, China, Vol. 2, pp.735-745, 1999.
- [18] Schibuola L., “Performance comparison of desiccant systems in air conditioning applications”, 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings III b, The Hague, The Netherlands, August 20-25, pp.850-856, 1995.
- [19] Schibuola L., “High efficiency desiccant systems for air conditioning applications”, Proceedings 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Indoor Air 99, Edinburgh, Vol. 5, pp.37-42, 1999.
- [20] P. Lamp et al. , “European research on solar-assisted air conditioning” , Int. J. Refrig. , Vol. 21, No. 2, pp. 89-99, 1998.
- [21] D. Novosel , “Advances in Desiccant Technologies” , Energy Engineering , Vol. 93, No. 1, pp. 7-19, 1996.
- [22] L. Schibuola, “Performance comparison of desiccant systems in air conditioning applications” , 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings III b, The Hague, The Netherlands, August 20-25 , pp.850-856, 1995.
- [23] J.L. Niu, “Developing a decoupled cooling and dehumidification air-conditioning system” ISHVAC’99 The International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, November 17-19, Shenzhen, China , Vol. 2, pp.735-745, 1999.
- [24] Matsuki K., Saito Y., “Desiccant cooling R&D in Japan”, Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.134-143, 1992.
- [25] W. Coad, “Conditioning ventilation air for improved performance and air quality” , Heating/Piping/AirConditioning , September , pp. 49-56, 1999.
- [26] Kovak B., et al., “The sanitizing effects of desiccant-based cooling”, ASHRAE

- Journal, pp.60-64, April, 1997.
- [27] Burns P.R., Mitchell J.W., Beckman W.A., "Hybrid desiccant cooling systems in supermarket applications", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.457-468, 1985.
 - [28] Spears J.W., Judge J., "Gas-fired desiccant system for retail super center", ASHRAE Journal, pp.65-69, October, 1997.
 - [29] Harriman III L.G., et al., "Evaluating active desiccant systems for ventilating commercial buildings", ASHRAE Journal, pp.28-37, October, 1999.
 - [30] Banks N.J., "Desiccant dehumidifiers in ice arenas", Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.69-71, 1992.
 - [31] Kosar D.R., et al., "Dehumidification issues of standard 62-1989", ASHRAE Journal, pp.71-75, March, 1998.
 - [32] Wang S.K., Handbook of Air conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York, NY 10020, U.S.A., 1994.
 - [33] http://www.pnl.gov/fta/8_tdd.htm, "Two-wheel desiccant dehumidification system", pp.1-22, 1998.
 - [34] Crooks K.W., Banks N.J., "Controlling rotary desiccant wheels for dehumidification and cooling", ASHRAE Transactions, part 2, SA-96-10-5, pp.633-638, 1996.
 - [35] W. Yuan, "Feasibility study of desiccant cooling in combined heating, cooling and power system", ISHVAC'99 The International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, November 17-19, Shenzhen, China, Vol. 2, pp. 778-784, 1999.
 - [36] www.klingenburg.de
 - [37] B.D. Hunn et al., « Cost-effectiveness of indirect evaporative cooling for commercial buildings in Texas», ASHRAE Transaction, Vol. 102, Part 1, pp. 434 –447, 1996.
 - [38] W.K. Brown, "Application of evaporative cooling to large HVAC systems", ASHRAE Transaction, Vol 102, Part 1, pp. 895-907, 1996.
 - [39] S.S. Waterbury, "The application of three different evaporative cooling strategies to a quick service restaurant", ASHRAE Transactions, Vol. 105, Part 1, pp. 1152-1167, 1999.
 - [40] N.J. Stoitchkov et al., "Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling", Int. J. Refrig., Vol 21, No 6, pp. 463-471, 1998.
 - [41] H.J.M. Vollebregt, "Indirect evaporative cooler with condensation of primary airflow", ASHRAE Transaction, Vol. 100, Part 2, pp. 354-359, 1994.
 - [42] T.A. Wang, "Surface wettability effect on an indirect evaporative cooling system", ASHRAE Transaction, Vol. 102, Part 1, pp. 427-433, 1996.
 - [43] CoolSys Heat Exchanger Program, Version CHE_2, Copyright 1997, CoolSys Ltd
 - [44] M. Dentice d'Accadia, M. Sasso, S. Sibilio, R. Vanoli, "Applicazioni di Energetica", 1998.
 - [45] ASHRAE Handbook – Systems and equipment, ASHRAE, Atlanta, 2000.
 - [46] Harriman III L., Brundrett G.W., Kittler R., Humidity Control Design Guide For Commercial and Institutional Buildings, ASHRAE, 2002.
 - [47] ASHRAE Fundamentals Handbook, Cap. 26, 1997.
 - [48] Mazzei P., Bellia L., Minichiello F., Palma D., "Air conditioning systems with desiccant wheel for Italian climates", International Journal on Architectural Science, Vol. 1, N.4, pp.193-213, 2001.
 - [49] Manley D.L., Bowlen K.L., Cohen B.M., "Evaluation of gas-fired desiccant-based space conditioning for supermarkets", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.447-456, 1985.

- [50] Calton D.S., "Application of a desiccant cooling system to supermarkets", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.441-446, 1985.
- [51] Mazzei P., Minichiello F., Palma D., "Supermercati: controllo dell'umidità e risparmio energetico", Convegno AICARR 2002, Sistemi e impianti per il controllo della qualità dell'aria e dell'umidità, Bologna ottobre 2002, Torino novembre 2002, Napoli febbraio 2003, 2002.
- [52] ASHRAE Handbook – Applications, ASHRAE, Atlanta, 2001.
- [53] Lazzarin R.M., Gasparella A., "New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: I. principles", Applied Thermal Engineering, Vol. 17, N.4, pp.369-384, 1997.
- [54] Khattar M.K., "Critical supermarket issues", ASHRAE Journal, pp.57-59, May, 1998.
- [55] Calton D.S., "Distributed air conditioning in supermarkets", ASHRAE Journal, 5, pp.40-44, 1992.
- [56] McGahey K., "New commercial applications for desiccant-based cooling", ASHRAE Journal, pp.41-45, July, 1998.
- [57] Banks N.J., "Utilization of condenser heat for desiccant dehumidifiers in supermarket applications", Desiccant Cooling and Dehumidification, ASHRAE Special Publications, pp.21-26, 1992.
- [58] ASHRAE Standard 62-2001, "Ventilation for acceptable indoor air quality", 2001.
- [59] Wurm J., Kosar D., Clemens T., "Solid desiccant technology review", Bulletin I.I.R. 2002.3, pp.3-31, 2002.
- [60] CEN prENV 1752, "Ventilation for buildings: design criteria for the indoor environment", 1996.
- [61] CIBSE Guide A, revision section 2, "Environmental criteria for design", Charter Institute of Building Service Engineers, U, 1993.
- [62] DIN 1946 Part 2, "Ventilation and air conditioning: technical health requirements", 1994.
- [63] NKB Report No.61, "Indoor climate – air quality", Nordic Committee on Building Regulations NKB, 1991.
- [64] Olesen B.W., "International development of standards for ventilation of buildings", ASHRAE Journal, pp.31-39, April, 1997.
- [65] Bellia L., Mazzei P., Minichiello F., Palombo A., "Outdoor-air design conditions relating to the capacity of air-conditioning systems", Int. J. Energy Research, 24, pp.121-135, 2000.

CAP. 5 SOFTWARE UTILIZZATI

5.1 POWERDOE

Ormai da tempo tra i progettisti edili e termotecnici si è diffusa la consapevolezza dell'opportunità di prevedere con la massima precisione possibile il comportamento termico degli edifici, al fine di ottimizzarne le prestazioni energetiche.

Le difficoltà da sempre avute nel dimensionamento degli impianti sono legate, fondamentalmente, alla continua variazione delle condizioni alle quali l'edificio risulta soggetto (temperatura dell'aria esterna, velocità del vento, radiazione solare, flussi endogeni, ecc); queste mutevoli condizioni infatti, conducono a fabbisogni interni che possono variare istante per istante. Il dimensionamento dell'impianto, dunque, dovrà essere basato sulle azioni che esso deve esplicare in certe condizioni esterne di riferimento opportunamente cautelative (dette di "progetto"), prevedendo poi un sistema di regolazione che ne moduli le azioni per adeguarle all'andamento dei fabbisogni.

Se si vuole dimensionare un impianto seguendo i metodi classici si devono seguire due strade diverse per il regime invernale e per quello estivo. In regime invernale, infatti, la temperatura esterna si mantiene di solito molto più bassa di quella interna e sia la radiazione solare che i flussi endogeni tendono a ridurre l'azione termica di riscaldamento. Per il dimensionamento dell'impianto di riscaldamento è quindi agevole e cautelativo fare l'ipotesi di regime termico stazionario, in assenza di radiazione solare o carichi endogeni e con una opportuna temperatura dell'aria esterna "di progetto", stabilita in funzione della località considerata ed assunta persistente per un periodo di tempo sufficientemente lungo da giustificare l'ipotesi di

regime stazionario.

Diversa è la situazione in regime estivo. La temperatura esterna, infatti, varia in un intorno della temperatura interna, potendo assumere nell'arco della giornata valori sia superiori che inferiori a quest'ultima; inoltre la presenza della radiazione solare e dei carichi endogeni costituisce un aggravio per l'impianto nella sua azione di raffrescamento e non può quindi essere trascurata. Ne consegue che per il dimensionamento dell'impianto il regime termico non può più essere assunto costante: a tale proposito, un regime variabile con periodicità di 24 ore ("giorno di progetto"), definito anche in questo caso in funzione della località considerata, si considera sufficientemente rappresentativo del succedersi di un congruo numero di giornate reali, con elevate temperature ed intenso soleggiamento.

Per il caso invernale, quindi, la metodologia di calcolo delle diverse azioni richieste all'impianto nelle condizioni di progetto, risulta abbastanza univoca in quanto si basa sull'ipotesi di regime stazionario. Per il caso estivo, invece, sono reperibili in letteratura numerosi algoritmi per prevedere il comportamento termoigrometrico di un ambiente in regime variabile con periodicità giornaliera [1].

In aiuto alle metodologie di calcolo in regime invernale ed estivo ci sono oggi diversi software che aiutano il progettista. Negli ultimi anni, infatti, la diffusione di elaboratori elettronici di grande capacità ha portato a considerare la possibilità di impiegare, per usi professionali, procedure di calcolo che parevano invece utilizzabili solo per scopi scientifici. Sono state così messe a punto, nell'ambito della progettazione degli impianti di climatizzazione, delle metodologie per la simulazione dinamica delle prestazioni termiche

degli edifici. Si è in grado, quindi, di valutare a fronte di condizioni climatiche e interne variabili nel tempo, sia l'andamento delle temperature negli edifici che i fabbisogni energetici richiesti per la climatizzazione.

Lo sviluppo di queste tecniche ha portato ad una progressiva sofisticazione e complicazione dei metodi di calcolo, ma anche ad una maggiore precisione e semplificazione del lavoro del progettista.

Due sono gli approcci di calcolo attualmente più affidabili e completi per la simulazione dinamica delle prestazioni energetiche di un edificio: il metodo del bilancio termico globale e la tecnica delle funzioni di trasferimento. Entrambe le procedure sono state implementate in programmi di simulazione del sistema edificio-impianto. Precisamente il metodo del bilancio globale ha portato alla messa a punto del codice BLAST (Building Load Analysis & System Thermodynamics) presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università dell'Illinois a Urbana-Champaign. Il più famoso dei programmi, basato sul metodo delle funzioni di trasferimento, è invece senza dubbio il DOE (Department Of Energy) il cui sviluppo è oggi affidato al Lawrence Berkeley Laboratory presso l'Università della California.

5.1.1 Metodologie di calcolo

Valutare il comportamento termico di un edificio significa:

- *calcolare i flussi termici sensibili e latenti che l'impianto deve fornire per assicurare certe condizioni termoigrometriche negli ambienti*

oppure

- *fissati i flussi termici forniti dall'impianto, valutare le condizioni ambientali determinate di conseguenza.*

5.1.1.1 Metodo del bilancio termico globale

Il metodo del bilancio termico globale (programma Blast), di cui si darà solo una rapida spiegazione, risolve simultaneamente, ad ogni passo della simulazione, tutte le equazioni che descrivono gli scambi termici per conduzione, convezione e irraggiamento tra le pareti e l'aria interna tenendo anche conto dell'infiltrazione, dell'apporto solare e delle eventuali sorgenti interne.

5.1.1.2 Metodo delle funzioni di trasferimento

Il metodo delle funzioni di trasferimento (programma DOE [1]), introdotto dall'ASHRAE, è un'estensione del calcolo del flusso termico per conduzione attraverso una parete. Tale flusso va calcolato risolvendo l'equazione generale della conduzione (equazione di Fourier). Per la soluzione di tale problema si utilizza la tecnica dei fattori di risposta che si basa sul concetto di funzione di trasferimento, in grado di legare la sollecitazione applicata ad un certo sistema fisico (la parete) per un certo intervallo di tempo, con la conseguente risposta del sistema. Mediante questa tecnica è possibile valutare, per tale funzione di trasferimento di tipo lineare, i coefficienti numerici detti appunto fattori di risposta. La procedura di calcolo, ormai completamente automatica, si basa sull'impiego della trasformata di Laplace in campo immaginario.

Nel metodo delle funzioni di trasferimento il flusso termico di conduzione si “arricchisce” dei contributi dell'apporto solare e dei carichi endogeni.

Data la diversa natura di queste sollecitazioni, si applica la sovrapposizione degli effetti valutando prima separatamente i loro contributi agli scambi convettivi dell'aria ambiente. È così necessario definire differenti funzioni di trasferimento per la conduzione, l'apporto solare, i carichi endogeni. In questo modo si valutano i carichi termici dell'edificio mediante una procedura che si sviluppa secondo più fasi di calcolo invece che basarsi sulla risoluzione simultanea di tutte le equazioni presenti nel bilancio termico globale. Precisamente ad ogni passo della simulazione si possono individuare tre fasi nel calcolo. Si parte infatti dalla determinazione dei flussi termici sia scambiati, attraverso i componenti dell'involucro edilizio, sia generati all'interno del sistema. A partire da questi si valuta il corrispondente carico termico tenendo conto dell'inerzia del locale. Questo carico è necessario per mantenere una prefissata temperatura interna nell'arco dell'intera giornata. Infine, in base a questo carico e alle caratteristiche dell'impianto di climatizzazione presente, si determinano l'effettiva potenza fornita e la corrispondente temperatura interna.

Il passaggio da un tipo di carico all'altro viene sempre realizzato mediante opportune funzioni di trasferimento di tipo lineare, i cui coefficienti (detti anche fattori di peso) sono preventivamente calcolati in base alle caratteristiche dell'ambiente considerato. Il programma DOE permette di utilizzare un'ampia banca dati di fattori di peso pre-calcolati dall'ASHRAE, con riferimento alle più diffuse costruzioni edili. In questo modo si semplifica notevolmente l'introduzione dei dati. In alternativa, però, l'utente può decidere di calcolare, di volta in volta, i fattori di peso relativi proprio al

particolare ambiente analizzato, aumentando così l'accuratezza dei risultati. A tale scopo si tratta unicamente di fornire in dettaglio le caratteristiche costruttive del vano.

5.1.2 DOE-2

Il Doe-2 consente ad architetti ed ingegneri di calcolare il consumo di energia negli edifici. Il programma è in grado di simulare la prestazione ora per ora di un edificio per ognuna delle 8760 ore relative ad un anno. Il programma utilizza il BDL (Building Description Language) che è stato elaborato essenzialmente per aiutare gli ingegneri e gli architetti nel difficile e laborioso compito di progettare edifici con un'alta efficienza energetica e bassi costi di esercizio, relativi ai cicli di vita delle macchine. Il consumo di energia di un edificio è determinato dalla sua forma, dalle proprietà termofisiche dei materiali, dalle dimensioni e dalla posizione di pareti, pavimenti, tetti, finestre e porte, dagli effetti transitori dell'ombreggiamento, dal tipo di occupazione (numero di persone presenti), dall'illuminazione, dall'attività delle macchine interne, dalle condizioni ambientali e dal controllo della temperatura e dell'umidità. Sul consumo d'energia influiscono anche l'attività dei sistemi HVAC primari e secondari e il tipo e il rendimento dell'impianto che sfrutta i vari combustibili. Inoltre i diversi vincoli economici, relativi al costo del ciclo di vita dell'impianto, possono fortemente influenzare le decisioni fondamentali relative al progetto.

Il Doe-2 fornisce anche un mezzo per effettuare la complessa analisi del consumo d'energia, senza dover necessariamente istruire il programma correttamente in ogni minimo dettaglio. Un insieme di

valori è infatti di default. Si riduce, dunque la quantità di input da inserire, necessari ad eseguire il programma.

5.1.2.1 Program control

Il Doe-2 è composto da oltre 30 files, esclusi i file climatici, per cui accertarsi che i sottoprogrammi siano adeguatamente eseguiti richiede un numero sostanziale di funzioni di controllo.

5.1.2.2 Struttura del DOE

La figura mostra un flowchart del DOE-2. Di base, DOE-2 è formato da un sottoprogramma per la traduzione dei dati di input (BDL Processor) e tre sottoprogrammi di simulazione (LOADS, HVAC e ECON).

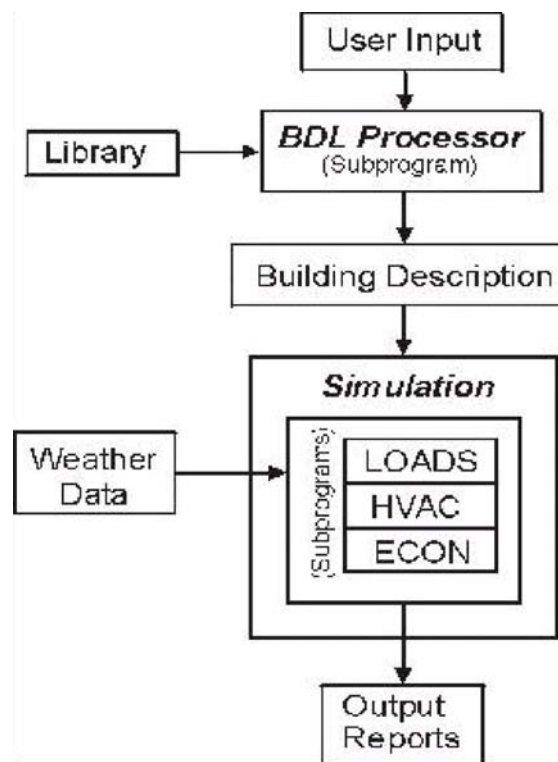


Figura 5.1 – diagramma di flusso descrittivo del DOE-2

LOADS e HVAC sono eseguiti in sequenza, con l'output dei LOADS che diventa input di HVAC.

L'output di HVAC diventa input per ECON. Per ogni simulazione, inoltre, sono prodotti i reports dei risultati dei numerosi calcoli.

5.1.4 Sistemi Hvac messi a confronto

Progettare un impianto di condizionamento è un lavoro arduo; presuppone grandi conoscenze, non solo di carattere teorico, ma anche di carattere tecnico.

I casi che possono presentarsi al progettista sono svariati, dalla “semplice” climatizzazione per edifici residenziali alla progettazione in cui sono richiesti particolari valori di temperatura, umidità, purezza dell'aria ecc. Per realizzare le condizioni di progetto in un ambiente, si può ricorrere a diverse configurazioni di impianti.

Il compito del progettista è dare il miglior impianto (in termini di prestazioni) con i costi e i consumi più bassi. Questo, infatti, è quello che in genere chiede il committente.

Tralasciando la parte relativa ai costi iniziali d'impianto, si sono presi in considerazione 3 sistemi, e se ne sono valutati prestazioni e consumi.

I tre sistemi considerati sono:

- ***Packaged Total Gas Solid Desiccant System (PTGSD)***
- ***Packaged Single Zone (PSZ)***
- ***Packaged Single Zone con desiccant mode (0, 1, 2, 3)***

Questi sistemi verranno illustrati in dettaglio nel prossimo paragrafo. Si daranno ora le motivazioni principali che hanno spinto a questa scelta.

5.1.4.1 Scelta dei sistemi

- Il primo sistema (**PTGSD** come viene identificato dal DOE, fig.5.2) è un sistema con una “desiccant wheel”. Questa scelta permetterà di verificare quanto finora detto su questi sistemi. La particolare configurazione scelta (con raffreddatori evaporativi) è fortemente voluta perché le condizioni richieste dall’ambiente da climatizzare non sono particolarmente severe; non sono richieste, infatti, condizioni di umidità particolarmente basse. La scelta di affiancare, dunque, ad una ruota essiccante due raffreddatori evaporativi, di cui uno diretto, ci dà infatti la possibilità di effettuare un raffreddamento “economico”. Di contro avremo una umidificazione prodotta dal contatto diretto tra la portata di processo dell’aria e l’acqua del raffreddatore a evaporazione diretta. Questa circostanza in certe condizioni potrebbe addirittura costituire un beneficio per l’ambiente allorquando l’aria all’uscita dal desiccant risulti essere troppo secca per le persone presenti nell’ambiente.

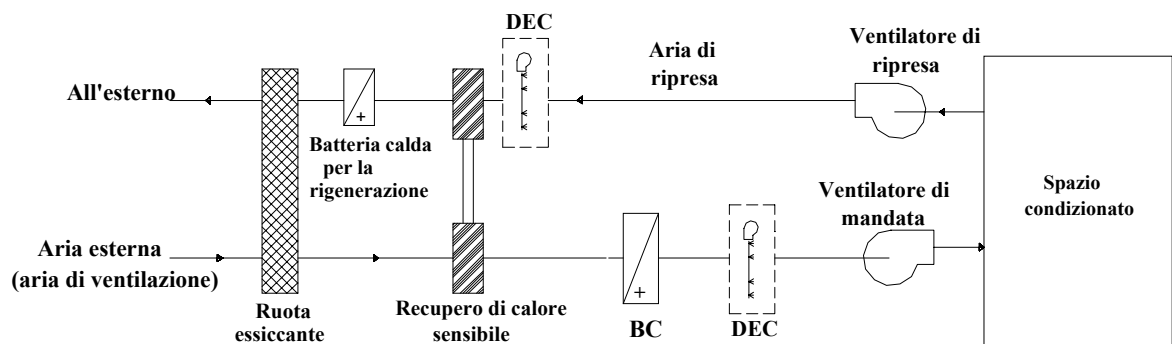


Figura 5.2 – sistema Packaged Total Gas Solid Desiccant (PTGSD)

- Il sistema “Packaged Single Zone” (**PSZ**, fig.5.3) è il più tradizionale dei sistemi di condizionamento dell’aria. Infatti, l’apparato di raffreddamento consiste in una batteria fredda in cui

Nella gran parte delle configurazioni il PSZ è costituito da un compressore, un condensatore raffreddato ad aria, un evaporatore con un ventilatore che spinge l'aria raffreddata nella zona da condizionare, un filtro ed un termostato. Il tutto può essere contenuto in un'unica unità compatta (da sistemare all'esterno dell'edificio, per es. sul solaio di copertura), oppure può costituire una unità split (situata parzialmente all'interno e parzialmente all'esterno dell'ambiente da condizionare). Per il riscaldamento invernale viene utilizzata una caldaia a gas con circuito ad acqua calda.

The diagram illustrates a mechanical ventilation system with the following components and airflow paths:

- Air Sources:**
 - all'esterno** (outside air) entering from the top left.
 - Aria esterna (Aria di ventilazione)** (ventilation air) entering from the middle left.
 - Aria esterna (Economizzatore)** (economizer air) entering from the bottom left.
- Heat Recovery:** A vertical section labeled **Recupero di calore sensibile** (sensible heat recovery) is shown with two heat exchangers (hatched rectangles).
 - The top exchanger transfers heat from the return air to the outside air.
 - The bottom exchanger transfers heat from the return air to the ventilation air.
- Flow Control:** Three dampers are indicated by double slashes on the vertical duct:
 - NC** (Normally Closed) at the top, controlling outside air intake.
 - NA** (Normally Open) in the middle, controlling ventilation air intake.
 - NC** (Normally Closed) at the bottom, controlling economizer air intake.
- Conditioning and Distribution:**
 - The ventilation air path continues through a **BF** (Bypass Filter) and a **BC** (Bypass Coil) before entering a **Umidificatore** (humidifier).
 - The humidified air is then pushed by the **Ventilatore di mandata** (supply fan) into the **Spazio Condizionato** (conditioned space).
 - The return air from the conditioned space is drawn into the **Ventilatore di ripresa** (return fan) and sent back to the heat recovery section.

- Il sistema **PSZ** permette anche di inserire un blocco basato su una ruota essiccante, avente 4 possibili varianti, identificate con le voci

mode 0, mode 1, mode 2, mode 3. In tal modo si ottiene un sistema ibrido, dove la batteria fredda interviene per il post raffreddamento estivo, a valle della sistema essiccante. Gli schemi corrispondenti sono riportati di seguito.

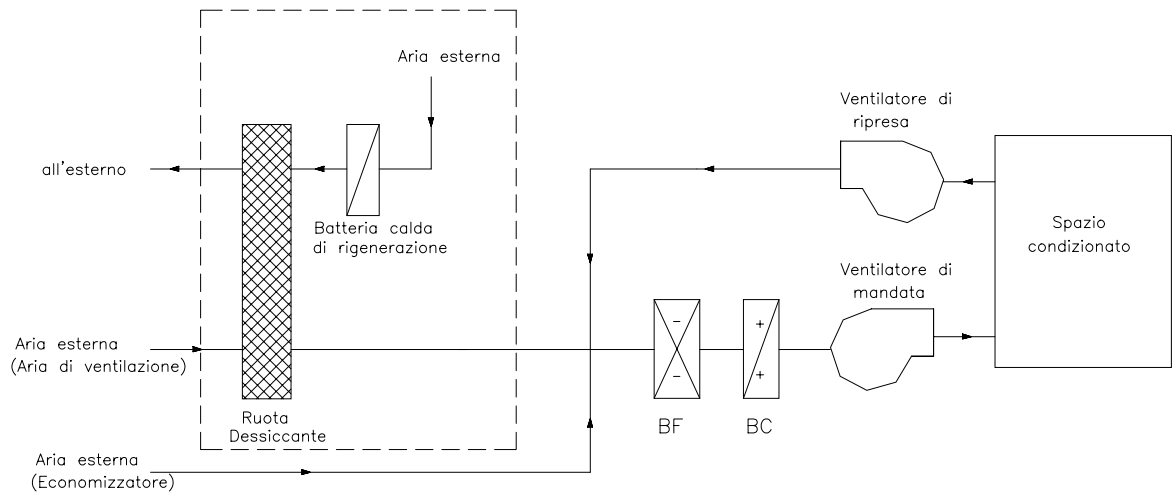


Figura 5.4 – sistema PSZ con ruota essiccante (Mode 0)

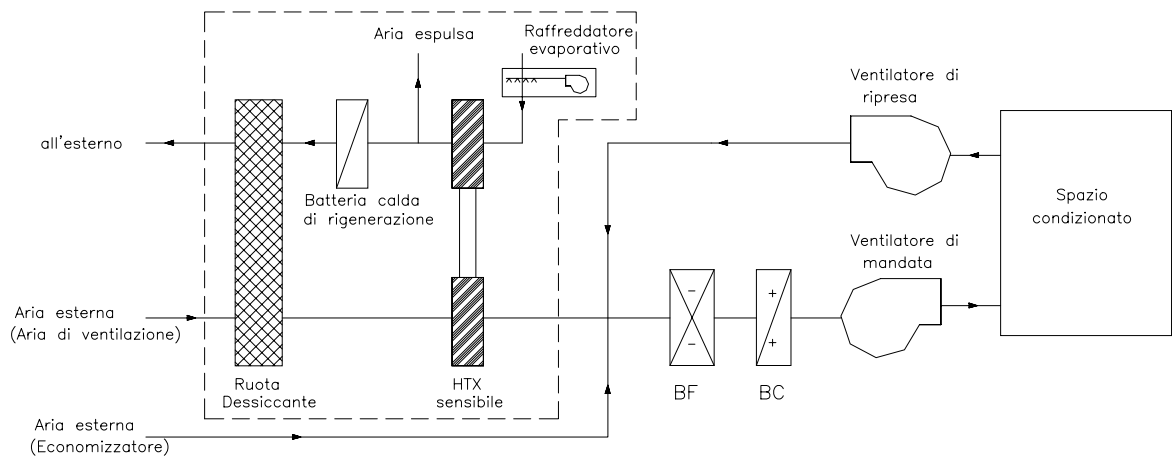


Figura 5.5 - sistema PSZ con ruota essiccante (Mode 1)

N.B.: lo schema del mode 1 è molto simile al secondo schema del DesiCalc (Sensible outside air heat exchanger with evaporative cooler, fig.5.12).

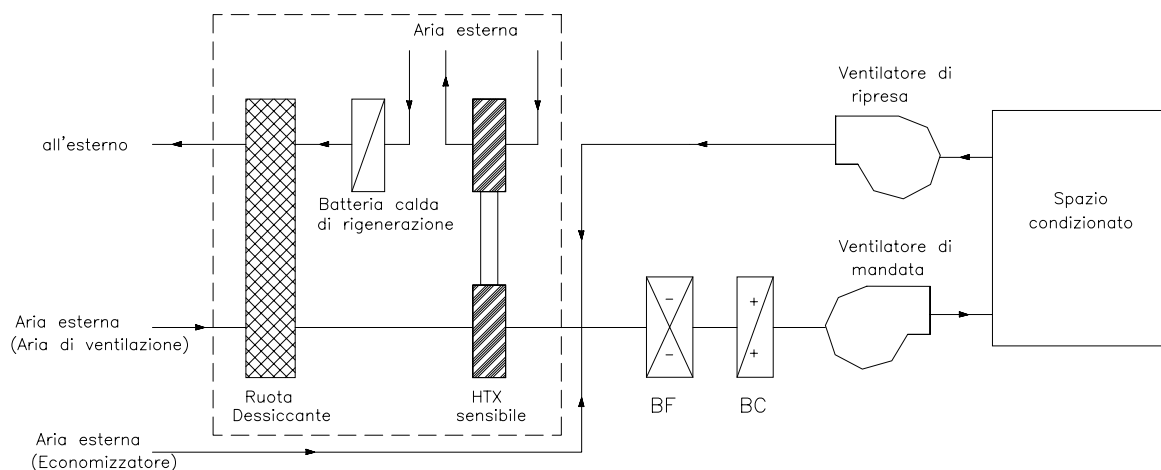


Figura 5.6 - sistema PSZ con ruota essiccante (Mode 2)

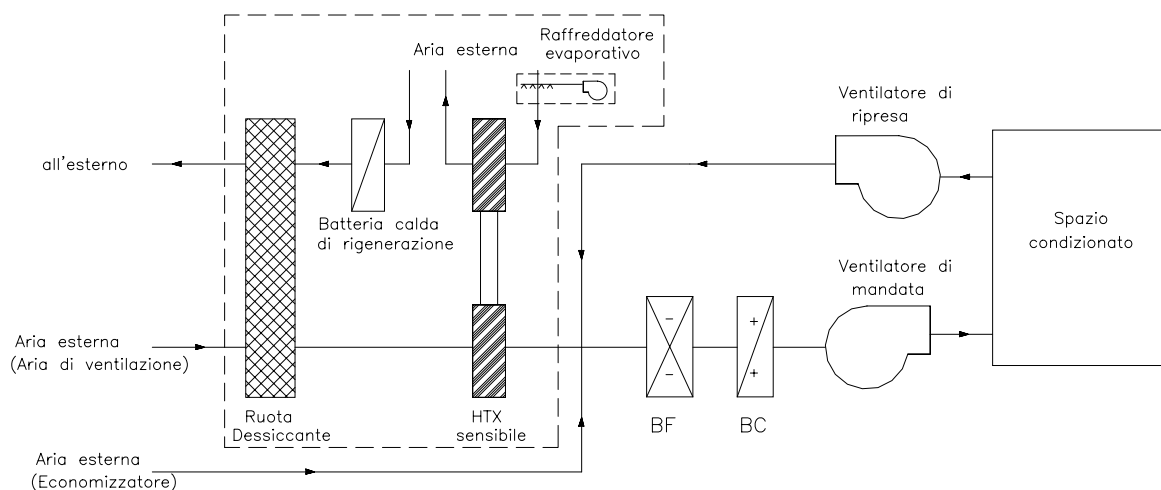


Figura 5.7 - sistema PSZ con ruota essiccante (mode 3)

Si è osservato che i primi 3 modi (0, 1, 2) danno risultati significativamente diversi dal sistema tradizionale, mentre il mode 3 fornisce risultati identici al mode 0, per cui si ritiene che non funzioni correttamente. I risparmi maggiori sono ottenibili col mode 1, seguito dal 2 e dallo 0 (che non prevede recuperi di calore).

Il sistema PTGSD del DOE non è applicabile ai supermercati, sia per problemi di portate d'aria (il case-study affrontato in questo lavoro prevede una portata all'immissione di circa 22000 m³/h ed una portata d'aria esterna di circa 8600 m³/h, mentre il PTGSD può lavorare con portate tra circa 3000 e

6500 m³/h), sia soprattutto perché il PowerDOE non consente di inserire la voce “refrigeratori” una volta selezionato il sistema PTGSD.

La temperatura di rigenerazione viene fatta variare tra 88°C e 149°C per tentativi, in modo che sia sempre bilanciato il carico latente con la minima spesa.

Caratteristiche principali della ruota essiccante simulata dal DOE 2

Dal codice sorgente del DOE 2, relativo alla simulazione della ruota essiccante, si sono estrapolate le seguenti relazioni, che descrivono la variazione dei parametri di efficienza della ruota:

$$V_{rot}=1\div4 \text{ m/s}$$

$$T_{rig} = 88 \div 149 \text{ °C}$$

$$\omega_{out} = a + b \cdot V_{rot} + c \cdot T_{ba,e} + d \cdot \omega_e + e \cdot T_{rig}$$

$$\omega_{out} = a_1 + b_1 \cdot T_{ba,e} + c_1 \cdot d_1 \cdot (\omega_e - \omega_{out}) + \frac{1}{V_{rot} \cdot (T_{rig} - T_{ba,e})} \cdot e_1$$

$$\text{con:} \quad a = -48.169; b = 0.022; c = 0.687; d = 0.318; e = 0.058$$

$$a_1 = -1.675; b_1 = 1.008; c_1 = 0.65; d_1 = 1.15; e_1 = 14.544$$

Potenza elettrica per la movimentazione della ruota: $P_{DW}=0.5 \text{ kW}$.

Di seguito sono invece riportate le caratteristiche prestazionali della ruota essiccante commercializzata dalla Angelantoni S.p.A., che permette di rigenerare a temperature ben più basse (40 ÷ 80°C).

Tabella 5.1 - dati sperimentali forniti dalla Angelantoni S.p.A. (portata=12000 m³/h, $\beta=1$)

T _{rig} =80°C	$\omega_i=8$ g/kg		$\omega_i=12$ g/kg		$\omega_i=16$ g/kg		$\omega_i=20$ g/kg		kW RIG
	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	
T _i =35°C	54	3.5	58	5.4	62	7.8	64	10.5	225
T _i =25°C	48	2.6	53	4.2	57	6.2	59	8.6	225
T _i =15°C	41	1.9	--	--	--	--	--	--	225

T _{rig} =60°C	$\omega_i=8$ g/kg		$\omega_i=12$ g/kg		$\omega_i=16$ g/kg		$\omega_i=20$ g/kg		kW RIG
	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	
T _i =35°C	45	5.7	49	8	52	10.6	53	13.5	142
T _i =25°C	40	4.5	44	6.5	47	9	49	11.5	142
T _i =15°C	34	3.4	--	--	--	--	--	--	142

T _{rig} =40°C	$\omega_i=8$ g/kg		$\omega_i=12$ g/kg		$\omega_i=16$ g/kg		$\omega_i=20$ g/kg		kW RIG
	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	T _{out}	ω_{out}	
T _i =35°C	36	8	39	10.7	41	13.5	43	16.4	60
T _i =25°C	31	6.9	34	9.4	36	12.1	38	14.6	60
T _i =15°C	26	5.6	--	--	--	--	--	--	60

N.B. L'umidità dell'aria di rigenerazione in ingresso al bruciatore si è supposta sempre pari a 10.5 g/kg con T=26°C, cioè rigenerazione con aria di ripresa.

E' stato possibile inserire questi dati di funzionamento per modellare la ruota desiccante del sistema PTGSD, mentre il PowerDOE non consente di modificare le caratteristiche della ruota simulata nei cosiddetti sistemi *desiccant-control-mode* (0, 1, 2, 3), per i quali valgono le relazioni precedenti (in particolare T_{rig}=88-149°C).

Dai dati sperimentali di tab.5.1 si sono estrapolate le seguenti relazioni, utilizzate nel programma di calcolo DOE (sistema PTGSD) e nel DTPE, descritto nel par. 5.3:

$$T_{rig} = 80^\circ\text{C}$$

$$\omega_{out} = a + b T_{ba,e} + c (T_{ba,e})^2 + d \omega_e + e (\omega_e)^2 + f \cdot (\omega_e)^3$$

$$T_{ba,out} = a_1 + b_1 T_{ba,e} + c_1 \omega_e + d_1 (T_{ba,e})^2 + e_1 (\omega_e)^2 + f_1 \omega_e T_{ba,e}$$

con: $a = 1.25625$; $b = -0.145$; $c = 0.00475$; $d = 0.047916667$; $e = 0.0234375$; $f = -0.00026042$;
 $a_1 = 12.659375$; $b_1 = 1.0425$; $c_1 = 2.20625$; $d_1 = -0.006875$; $e_1 = -0.0390625$; $f = -0.0075$.

$$T_{\text{rig}} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$\omega_{\text{out}} = a + b T_{\text{ba,e}} + c \omega_e + d (T_{\text{ba,e}})^2 + e (\omega_e)^2 + f \omega_e T_{\text{ba,e}}$$

$$T_{\text{ba,out}} = a_1 + b_1 T_{\text{ba,e}} + c_1 \omega_e + d_1 (T_{\text{ba,e}})^2 + e_1 (\omega_e)^2 + f_1 \omega_e T_{\text{ba,e}}$$

con: $a = -0.0953125$; $b = 0.03625$; $c = 0.190625$; $d = 0.0005625$; $e = 0.00859375$; $f = 0.00625$;
 $a_1 = 10.171875$; $b_1 = 0.7825$; $c_1 = 2.03125$; $d_1 = -0.003375$; $e_1 = -0.0390625$; $f_1 = -0.0075$.

$$T_{\text{rig}} = 40^{\circ}\text{C}$$

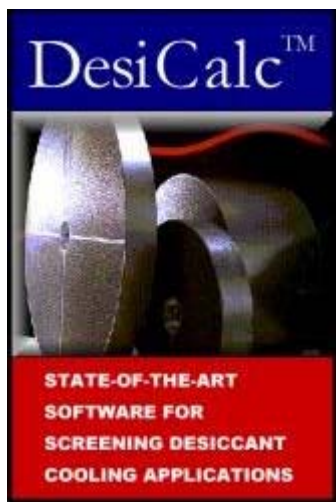
$$\omega_{\text{out}} = a + b T_{\text{ba,e}} + c \omega_e + d (T_{\text{ba,e}})^2 + e (\omega_e)^2 + f \omega_e T_{\text{ba,e}}$$

$$T_{\text{ba,out}} = a_1 + b_1 T_{\text{ba,e}} + c_1 \omega_e + d_1 (T_{\text{ba,e}})^2 + e_1 (\omega_e)^2 + f_1 \omega_e T_{\text{ba,e}}$$

con: $a = -0.608125$; $b = 0.1335$; $c = 0.46375$; $d = -0.001175$; $e = 0.0015625$; $f = 0.0055$;
 $a_1 = 11.23125$; $b_1 = 0.515$; $c_1 = 1.01255$; $d_1 = -0.00025$; $e_1 = -0.015625$; $f_1 = -3.1888\text{E-}18$.

Il pedice “out” indica le condizioni in uscita dalla ruota, mentre “e” indica le condizioni dell’aria in ingresso alla ruota (aria esterna).

5.2 DESICALC 2.0



<i>Indirizzo</i>	www.desicalc.com
<i>E-mail</i>	support@desicalc.com

Desicalc [2] è prodotto dalla [InterEnergy Software, Inc.](#) (una Joint venture di [GRI](#) (Gas Research Institute) e [IGT/SMP](#) (Institute of Gas Technology)) ed è in grado di confrontare l'energia ed i costi necessari dei sistemi tradizionali con i sistemi ibridi con ruota essiccante ora per ora.

Il programma nasce proprio per studiare i sistemi essiccanti.

Le unità di misura del DesiCalc non sono nel SI e di conseguenza sia i dati di input che quelli di output devono essere convertiti; anche le librerie di materiali sono relative a tipici modelli costruttivi americani, ma è comunque possibile modificare le caratteristiche termofisiche, in modo tale da simulare la presenza di pareti tipiche del territorio italiano.

5.2.1 Introduzione

Il programma è stato sviluppato con lo scopo di permettere

all'utente di valutare i benefici intermini economici e di comfort dei sistemi essiccanti, applicati a determinate tipologie di edifici. Le valutazioni cui si giunge sono, infatti, rappresentative di potenziali scenari di confronto in termini di consumi energetici e comfort ambientale.

DesiCalc™ fornisce la possibilità di effettuare queste valutazioni confrontando costi di esercizio e livelli di controllo dell'umidità in 13 tipologie di edificio (supermarket, ice arena, refrigerated warehouse, hospital, large hotel, small hotel/motel, movie theater, school, full-service restaurant, quick-service restaurant, retail store, nursing home and industrial application). E' disponibile un set di 236 file climatici americani, rappresentativi di un ampio range di condizioni climatiche. Sono state anche inserite, su nostra esplicita richiesta, i file climatici TRY relativi a varie città italiane (Bolzano, Cagliari, Crotone, Foggia, Genova, Milano, Monte Terminillo, Roma, Trapani, Venezia). E' poi possibile personalizzare le tariffe elettriche e del gas, in modo da simulare le condizioni tariffarie italiane.

Il programma utilizza una semplice interfaccia Windows che gira sulla versione DOE-2.1E, compiendo simulazioni ora per ora. Sono disponibili dati di default per facilitare gli utenti.

DesiCalc fu sviluppato come strumento per testare sistemi essiccanti piuttosto che per la progettazione. L'obiettivo era di creare uno strumento che fosse flessibile abbastanza per valutare una varietà di sistemi essiccanti disponibili in commercio, in un ampio range di condizioni climatiche e tariffarie, conservandone però la facilità d'uso.

Durante il suo sviluppo fu fatto uno sforzo per eliminare parametri di progetto complicati da gestire per l'utente medio. Furono sviluppati modelli rappresentativi per ognuna delle 13 applicazioni, includendo un tipico

involucro edilizio, un tipico sistema HVAC, tipici sistemi di illuminazione e di fornitura di energia.

Ne risulta che molte delle variabili applicative e di funzionamento sono fissate. Perciò, mentre DesiCalc è di aiuto nel valutare la posizione competitiva dei sistemi essiccanti nei confronti di sistemi tradizionali di HVAC, con riferimento ad un determinato tipo di utenza, clima e tariffa energetica, non può fornire risultati specifici per quello che può essere un caso di nostro interesse. E' ovvio che per il nostro progetto sarebbe corretto effettuare uno studio ingegneristico sito-specifico per ottenere risultati fedeli alla realtà.

5.2.2 Applicazioni simulate

DesiCalc è in grado di modellare le seguenti tredici tipologie di applicazioni:

- Hospital.
- Large Hotel.
- Small Hotel/Motel.
- Ice Arena.
- Industrial Application.
- Nursing Home.
- Restaurant - Quick Service.
- Restaurant - Full-Service.
- Retail Store – costruzione ad un singolo piano, tipico di una catena di grandi magazzini. Il sistema di deumidificazione serve tutte le aree. L'area massima di superfici vetrate è pari al 28%.

- School.
- Supermarket - costruzione ad un singolo piano, tipica di un supermercato aperto 24 ore su 24. L'area massima di superfici vetrate è pari al 4%. Il sistema di deumidificazione serve solo l'area vendite e l'area casse (67% dell'ara in pianta totale, esclusi quindi il ristoro, gli uffici, magazzini e sala apparecchiature).
- Theater - costruzione ad un singolo piano, tipico di un cinema-teatro. Il sistema di deumidificazione serve tutte le aree. L'area massima di superfici vetrate è pari al 24%.
- Refrigerated Warehouse.

Nella figura che segue è riportata una tipica schermata di input del programma, relativa alla scelta dei parametri principali che governano il tipo di applicazione.

DesiCalc 2.0

File Edit Help

Overall System Configuration Atlanta, GA **Retail Store** Rooftop Unit

Application Type and Size Building Details

Retail Store

Floor Area 60000 sf

Glazing 10 %

Build. 0

Orientation 0 deg

Description: Retail Store; 1-story slab on grade construction typical of a larger department store with 10 % wall glazing. Comfort control settings, schedules, and internal loads and ventilation values apply to 60000 sf floor area. Building construction

Internal Loads

People 100 sf/person

Lights 2.3 Watt/sf

Other Electric Watt/sf 0.25

Exhausted from space % 0

Latent to space % 0

Other Gas Btu/h/sf 0

Exhausted from space % 0

Latent to space % 0

Outdoor Air Load

Ventilation 0.3 cfm/sf

Infiltration 0.3 exch/hr

Baseline Equipment Config. Comfort Controls

Occupied Hours Controls

Temperature: Cooling 75 deg F, Heating 72 deg F

Dehumidification: Max. 60 % RH, Humidification: Min. 30 % RH

Alt./Desiccant Enhanced Config. Comfort Control

Occupied Hours Controls

Temperature: Cooling 75 deg F, Heating 72 deg F

Dehumidification: Max. 60 % RH, Humidification: Min. 30 % RH

Schedule - % of nominal Occupancy - % of nom.

Hour	Week	Sat.	Sun.
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	10	10	0
7	20	20	10
8	50	50	20
9	50	50	40
10	70	70	40
11	70	70	60
12	80	80	60
13	80	80	60

Figura 5.8 – tipo e dimensioni dell'applicazione scelta (retail store)

5.2.3 Sistemi di condizionamento

DesiCalc è in grado di modellare i seguenti tre sistemi di condizionamento:

- Unità Rooftop (Rooftop Unit),
- Packaged Terminal (PTAC),
- Impianto Centralizzato (Central Plant).

Unità Rooftop

E' un sistema che consiste di una unità rooftop con batteria fredda ad espansione diretta (DX), condensatore raffreddato ad aria, batteria calda elettrica o a gas (fig.2). Può essere selezionato per le seguenti applicazioni: quick service restaurant, retail store, supermarket, theater e refrigerated warehouse.

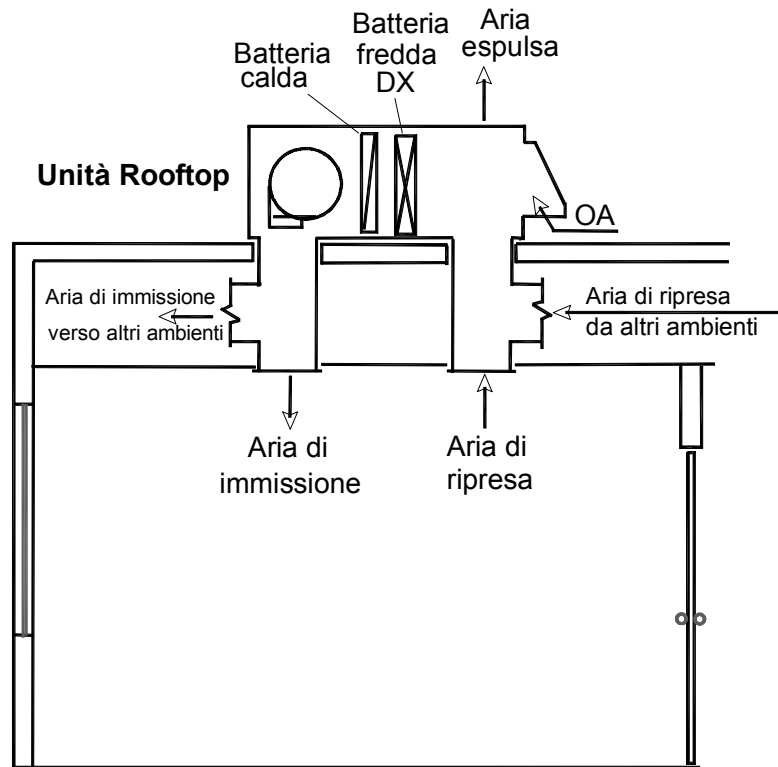


Figura 5.9 - unità Rooftop

Impianto centralizzato

E' un sistema che consiste di un impianto frigorifero centrale, una unità rooftop con batteria refrigerata ad acqua, condensatore raffreddato ad aria o acqua, caldaia elettrica o a gas ed elettrica (fig.3). Può essere selezionato per le seguenti applicazioni: ice arena, retail store, theater, e refrigerated warehouse.

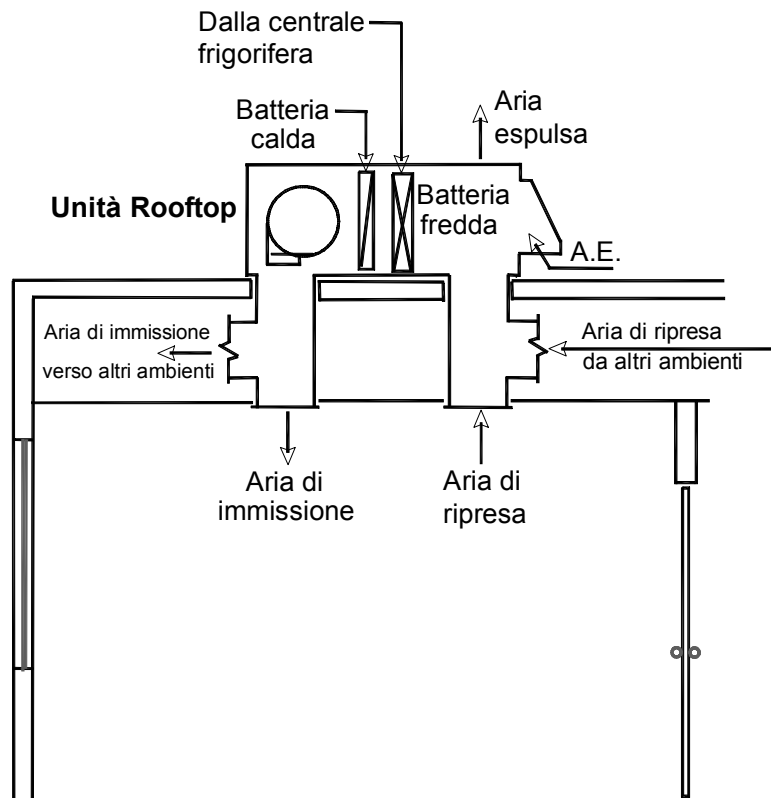


Figura 5.10 - impianto centralizzato

Le opzioni disponibili includono poi: economizzatore a temperatura (di bulbo asciutto) o entalpico, recuperatore di calore, unità dedicata DX per l'aria esterna (Dedicated OA DX Unit), e tubi di calore (wrap-around heat pipe).

Sorvoliamo sul sistema Packaged Terminal (PTAC), applicabile solo a: large hotel, small hotel/motel, nursing home, e school, applicazioni non considerate in questo studio.

Schemi di impianto simulati da DesiCalc:

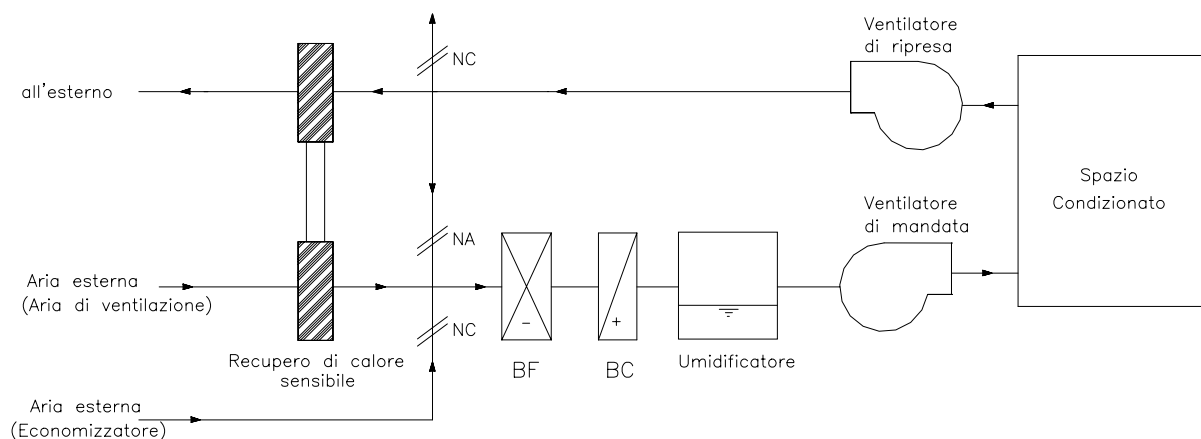


Figura 5.11 – impianto di climatizzazione tradizionale

Nella figura 3 è riportato un esempio di schema con ruota essiccante.

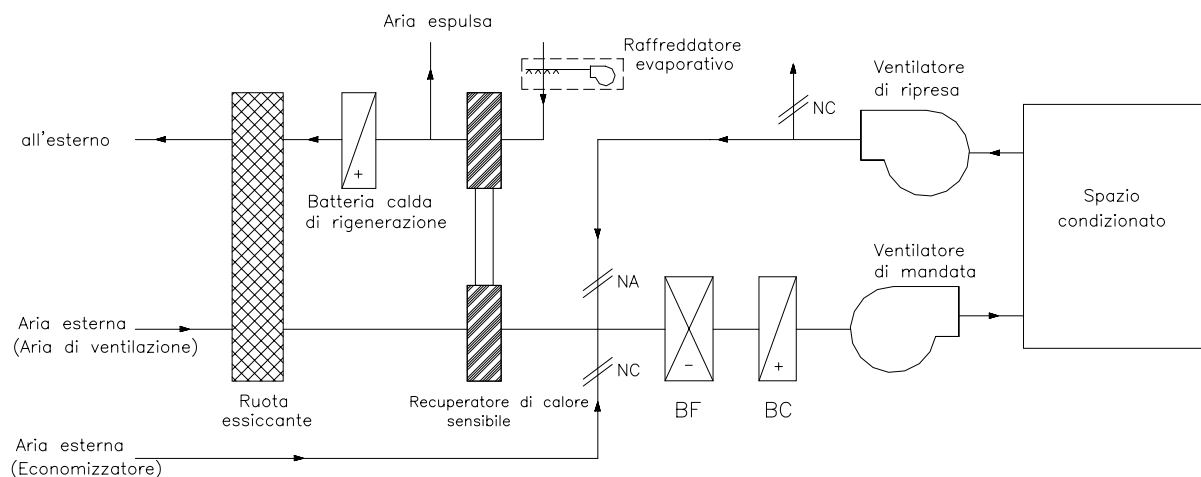


Figura 5.12 – impianto di climatizzazione ibrido con ruota essiccante (“Post-cool sensibile outdoor air heat exchanger with [or without] evaporative cooler”)

Nel capitolo 6 vedremo nel dettaglio quali schemi sono stati utilizzati per le diverse applicazioni considerate nei casi studio.

Caratteristiche principali della ruota essiccante simulata dal DOE 2

Il DesiCalc utilizza lo stesso motore di calcolo del PowerDOE, costituito dal DOE 2. Ciò che cambia sono gli schemi di funzionamento simulati. Per quanto riguarda il funzionamento della ruota essiccante, valgono quindi le seguenti relazioni:

$$V_{\text{rot}} = 1 \div 4 \text{ m/s}$$

$$T_{\text{rig}} = 88 \div 149 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\omega_{\text{out}} = a + b \cdot V_{\text{rot}} + c \cdot T_{\text{ba,e}} + d \cdot \omega_e + e \cdot T_{\text{rig}}$$

$$\omega_{\text{out}} = a_1 + b_1 \cdot T_{\text{ba,e}} + c_1 \cdot d_1 \cdot (\omega_e - \omega_{\text{out}}) + \frac{1}{V_{\text{rot}} \cdot (T_{\text{rig}} - T_{\text{ba,e}})} \cdot e_1$$

$$\text{con:} \quad a = -48.169; b = 0.022; c = 0.687; d = 0.318; e = 0.058$$

$$a_1 = -1.675; b_1 = 1.008; c_1 = 0.65; d_1 = 1.15; e_1 = 14.544$$

Potenza elettrica per la movimentazione della ruota: $P_{\text{DW}} = 0.5 \text{ kW}$.

5.3 D.T.P.E.

5.3.1 Introduzione

Diverse configurazioni di sistemi ibridi di condizionamento con ruota essiccante, ad un solo stadio o a più stadi, sono state proposte nella letteratura tecnica e sono stati affrontati anche i confronti energetici tra alcune di loro, ma nessuna di queste configurazioni è risultata decisamente migliore di altre, dipendendo il confronto da molti parametri, come l'efficienza degli eventuali scambiatori di calore presenti. Si può osservare comunque, in alcune condizioni, un significativo risparmio energetico rispetto ai sistemi di condizionamento tradizionali [3-5].

Il programma di calcolo autonomamente sviluppato, il D.T.P.E. ("Desiccant Technology Performance Evaluator"), prende in considerazione i più recenti valori prestazionali delle ruote essicanti. Il codice è stato sviluppato in Visual Basic (versione 5.0), e si basa sulla suddivisione del diagramma psicrometrico in zone, ciascuna delle quali corrisponde a differenti trattamenti dell'aria per i due impianti esaminati. Il codice utilizza

dati climatici provenienti dai file TRY (“Test Reference Year”): il territorio dell’Italia è suddiviso in 10 regioni, approssimativamente considerate regioni climatiche omogenee, e per ognuna di esse sono forniti i valori orari di T_{ba} e U.R. Le proprietà dei dati TRY (T_{ba} , U.R.) sono state integrate [6] con valori orari, opportunamente calcolati, di entalpia specifica, umidità specifica, temperatura di bulbo bagnato, temperatura di rugiada e densità.

Il programma evidenzia la convenienza economica, per quanto riguarda i costi di esercizio, del sistema essiccante, nelle condizioni ambientali di dieci località italiane e per una specifica utenza commerciale.

Successivamente si possono visualizzare qualitativamente i trattamenti dell’aria sul diagramma psicrometrico per entrambi gli impianti per un tipico sito italiano nelle condizioni estive.

5.3.2 Dati climatici orari

Per valutare il consumo energetico ed i costi di esercizio sono stati utilizzati dati climatici orari estratti da un file europeo chiamato TRY (“Test Reference Year”). Il file TRY è costituito da una serie di parametri ambientali misurati ora per ora, per un intero anno (8760 ore), in un periodo di valutazione di circa 20 anni [7]. I dati TRY sono stati valutati per diverse località europee; in Italia sono stati considerati dieci siti (Bolzano, Cagliari, Crotone, Foggia, Genova, Milano, Monte Terminillo, Roma, Trapani, Venezia). Sebbene ciascun TRY sia stato realizzato per una specifica località, può comunque essere adoperato per una limitata area circostante al sito stesso ritenuta climaticamente omogenea. In fig.5.13 sono riportate le aree geografiche in cui è stata suddivisa l’Italia.

I dati climatici TRY vengono adeguatamente elaborati all'interno del programma sfruttando delle apposite procedure che, note 2 condizioni dell'aria, consentono di valutare tutte le altre proprietà [6].

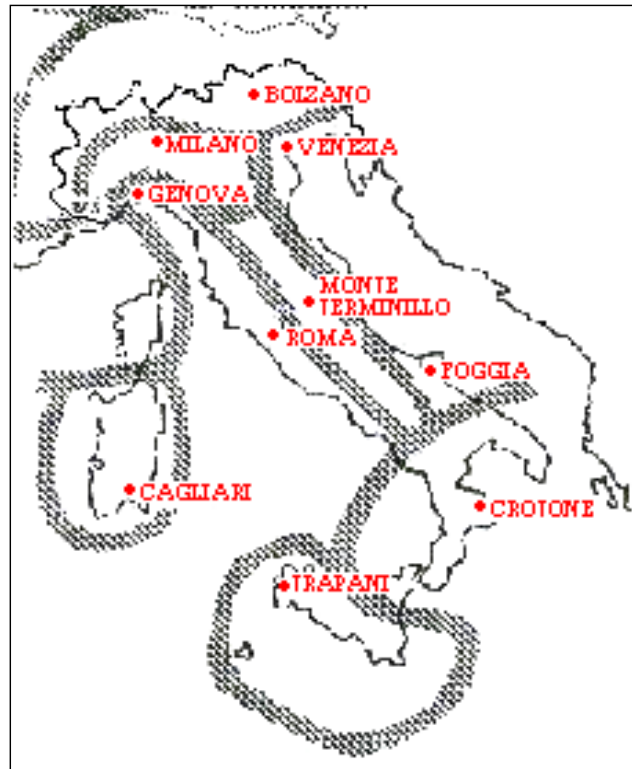


Figura 5.13 - aree geografiche TRY

5.3.3 Ipotesi di lavoro

Al fine di pervenire al confronto energetico tra l'impianto tradizionale e quello ibrido con ruota essiccante, sono state prese in considerazione le seguenti ipotesi, valide per entrambi gli impianti:

1. l'impianto di condizionamento dell'aria è a singola zona, singolo condotto e portata massica costante (in realtà anche la portata volumetrica è costante perché il programma opera con un valore costante del volume specifico dell'aria: $v=0.825 \text{ m}^3/\text{kg}$);
2. le condizioni sono stazionarie per ogni ora di elaborazione: la

temperatura dell'aria esterna e l'umidità relativa cambiano di ora in ora, secondo i valori dei dati TRY;

3. l'impianto funziona nel periodo estivo (1 Giugno – 30 Settembre), nell'intervallo orario solare 7.00 – 19.00 (corrispondente all'intervallo 8.00 – 20.00 con l'orario legale vigente in estate);
4. si considera un post riscaldamento (gratuito) dell'aria, attraverso il ventilatore ed i condotti di immissione, pari ad 1°C.

Si tenga presente, inoltre, che la portata d'aria prelevata \dot{m}_a è calcolata con il seguente bilancio energetico, valutato nelle condizioni di progetto:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot (h_r - h_i)$$

in cui:

\dot{Q}_T = carico termico totale, somma dei carichi sensibile e latente;

\dot{m}_a = portata d'aria totale;

h_r = entalpia specifica dell'aria nell'ambiente condizionato;

h_i = entalpia specifica dell'aria di immissione.

In questa equazione i carichi termici sensibile e latente sono stati valutati sfruttando il software DOE [1], usando le condizioni di progetto estive riportate nella tabella 5.2 e provenienti dalle norme UNI 10339 [8]; $T_{ba,r}$ e $U.R._r$ sono fissati dall'utilizzatore del programma (mentre h_r viene calcolato) e anche la $T_{ba,i,min}$ viene fissata dall'utente⁴².

Poi, per ogni ora, al variare dei carichi termici, il sistema di controllo varia il punto di immissione “i” in accordo con l'equazione precedente, riferita, questa volta, alle condizioni dell'ora esaminata.

⁴² Per una migliore comprensione dei vari parametri, si faccia riferimento alla simbologia, riportata alla fine della tesi.

Tabella 5.2 – condizioni estive di progetto tratte dalle norme UNI 10339 per le tre località oggetto del caso studio (par.6.1)

	$T_{ba,e}$	$U.R._e$
Roma	33.0°C	45%
Milano	32.0°C	48%
Foggia	34.0°C	33%

Il progetto di un qualsiasi impianto di condizionamento parte dalla conoscenza dei carichi termici sensibili e latenti: i carichi termici progettuali sono indispensabili per individuare la taglia delle apparecchiature; i carichi termici variabili ora per ora permettono, invece, di calcolare il consumo energetico ed i costi di esercizio dell'impianto.

La conoscenza dei carichi termici è fondamentale, perché da essi si risale (ora per ora) alla retta ambiente, i cui punti rappresentano potenziali stati di immissione “i”. Il punto di immissione “i” risulta essere frutto del compromesso tra le esigenze impiantistiche/architettoniche ed i vincoli inerenti il benessere termoigrometrico. Per evitare problemi connessi ad una corretta miscelazione dell'aria immessa, è opportuno che la differenza di temperatura $\Delta T_{ba,r-i}$ tra l'ambiente condizionato ed il punto di immissione sia compresa tra 7°C e 13°C.

5.3.4 Individuazione delle zone climatiche

Il diagramma psicrometrico è stato suddiviso nelle zone riportate in fig.5.14, facendo riferimento alle condizioni termoigrometriche esterne “e”:

- zona A: $\omega_e \geq \omega_s$ ⁴³ e $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$;
- zona B: $\omega_e \geq \omega_s$ e $T_{bb,s} < T_{bb,e} < T_{bb,r}$;
- zona C: $\omega_e < \omega_s$ e $T_{bb,s} < T_{bb,e} < T_{bb,r}$;
- zona D: $\omega_e < \omega_s$ e $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$;
- zona E: $T_{ba,e} \geq T_{ba,s}$ e $T_{bb,s} \geq T_{bb,e}$;

essendo “s” lo stato dell’aria prima dei riscaldamenti gratuiti.

Per i climi italiani si è rilevato che raramente l’aria esterna si viene a trovare al di fuori di queste cinque zone, perciò è inutile definirne altre. Si può anche notare che l’estensione delle zone varia al variare delle condizioni ambientali interne (r), del rapporto tra carico sensibile e carico totale (RST), della minima temperatura di immissione ($T_{i,min}$), degli apporti gratuiti nei canali di ventilazione (ΔT_{grat}) e della massima umidità relativa dell’aria a valle della batteria di raffreddamento (U.R._{cc}). Perciò la suddivisione riportata in fig.5.14 si riferisce a specifici valori di queste variabili⁴⁴.

⁴³ Si tenga presente che risulta sempre $\omega_s = \omega_i$.

⁴⁴ Ciò si comprenderà meglio nel prosieguo del capitolo.

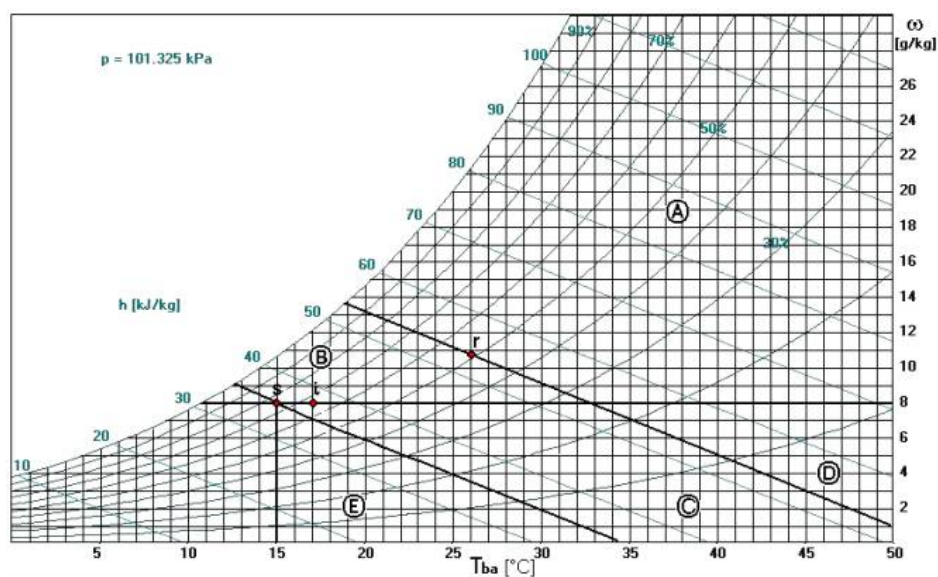


Figura 5.14 – suddivisione in zone del diagramma psicrometrico

Nella figura 5.15 si riporta un diagramma di flusso che evidenzia le implicazioni necessarie per individuare le zone in cui è suddiviso il diagramma psicrometrico; si tratta, del resto, della logica seguita dal codice del programma per individuare le singole zone.

Si sono utilizzati differenti scale di grigio per le zone, al fine di poter immediatamente individuare quelle in cui i trattamenti nei due impianti sono gli stessi (zone C, D ed E), salvo l'applicazione di un evaporatore indiretto (IEC) nell'impianto ibrido.

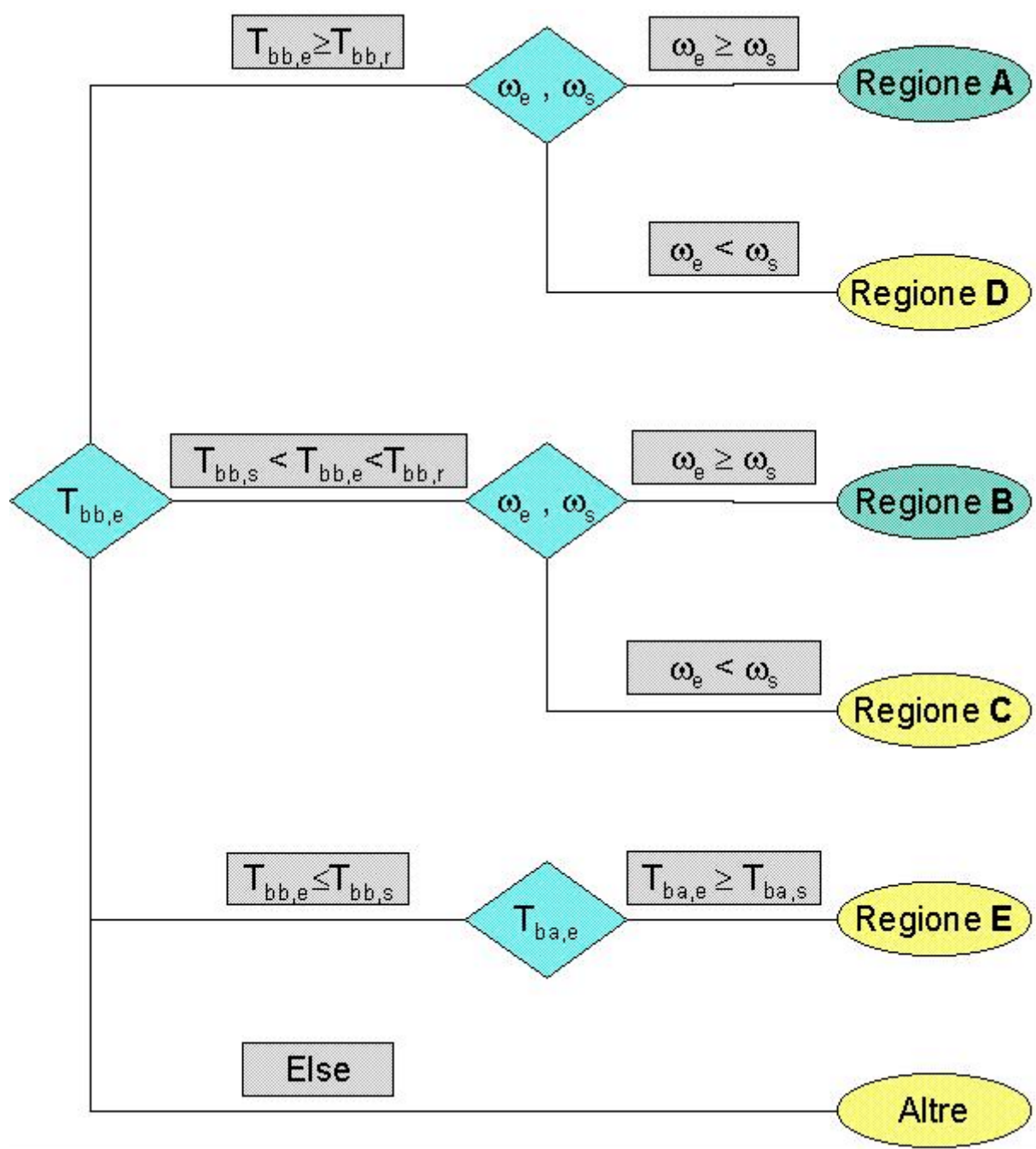


Figura 5.15 - diagramma di flusso per individuare le zone in cui è suddiviso il diagramma psicrometrico

Per entrambi gli impianti, tradizionale ed ibrido, è in funzione un economizzatore entalpico a serrande coniugate, che varia la frazione

di aria esterna: quando le condizioni dell'aria esterna sono convenienti, il funzionamento a tutt'aria esterna si sostituisce a quello con ricircolo. Il sistema automatico di controllo della variazione della percentuale effettiva di aria esterna (o frazione di aria esterna) fornita dall'impianto, $A.E. = (\dot{m}_{AE} / \dot{m}_a) \cdot 100$, funziona secondo la seguente logica, la cui comprensione può essere agevolata con l'ausilio della fig.5.14 (la variabile controllata è $T_{bb,e}$):

- se $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$ (zone A e D) \rightarrow AE minima (minima frazione di aria esterna);
- se $T_{bb,s} < T_{bb,e} < T_{bb,r}$ (zone B e C) \rightarrow AE massima, funzionamento a tutt'aria esterna;
- se $T_{bb,s} \geq T_{bb,e}$ (zona E) \rightarrow AE modulata, non minore della AE minima.

5.3.5 Impianto tradizionale

5.3.5.1 Configurazione dell'impianto tradizionale

In figura 5.16 è rappresentato l'impianto tradizionale preso in considerazione per le nostre valutazioni.

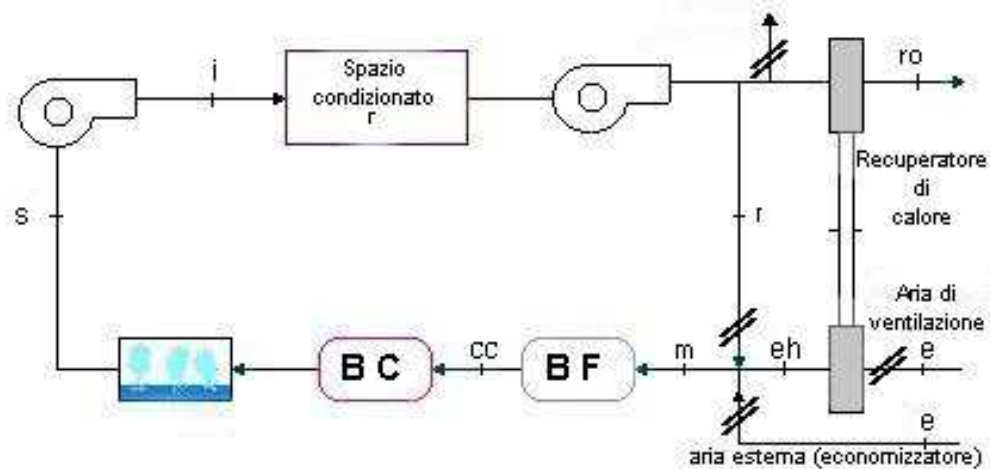


Figura 5.16 – impianto tradizionale (DTPE)

I punti caratteristici per il trattamento dell'aria sono:

- e aria esterna
- s aria di immissione dopo le batterie dell'UTA (Unità Trattamento Aria)
- i aria di immissione dopo il ventilatore ed i canali
- r aria dell'ambiente climatizzato
- m aria miscelata
- cc aria a valle della batteria di raffreddamento
- eh aria a valle dello scambiatore di calore
- ro aria espulsa

5.3.5.2 Trattamenti dell'aria nell'impianto tradizionale

In seguito sono riportati i trattamenti dell'aria proposti, differenti a seconda della zona che caratterizza le proprietà dell'aria esterna. Indicheremo come aria di ventilazione la minima portata d'aria esterna richiesta, in accordo alle normative italiane [8].

Zona A (fig.5.17)

L'aria di ventilazione (e) viene innanzitutto raffreddata fino alla temperatura T_{eh} mediante uno scambiatore di calore sensibile (HTX); se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$ il recupero di calore non è conveniente, in quanto si avrebbe un preriscaldamento dell'aria esterna ed un conseguente incremento della spesa energetica per il raffreddamento, perciò in tal caso l'aria di ventilazione dovrà provenire direttamente dal condotto dell'aria di esterna. Successivamente l'aria (in condizioni "eh" oppure "e") viene miscelata con l'aria di ricircolo (r). L'aria miscelata (m) è raffreddata e deumidificata dalla batteria di raffreddamento fino alle condizioni "cc", post riscaldata fino ad "s" dalla batteria calda ed infine subisce un ulteriore riscaldamento (gratuito) fino

all'immissione (i) all'interno del ventilatore e dei condotti.

Zona B (fig.5.18)

L'aria di ventilazione (e) è dapprima raffreddata fino a T_{eh} dall'HTX; se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$ il recupero non è conveniente, perciò l'aria di ventilazione proviene tutta dal condotto dell'aria esterna. Successivamente l'aria (in condizioni "eh" oppure "e") viene miscelata con aria esterna non trattata (e): perciò l'impianto funziona a tutt'aria esterna. L'aria miscelata (m) è raffreddata e deumidificata dalla batteria fredda fino a "cc", post riscaldata fino ad "s" mediante la batteria calda ed infine riscaldata gratuitamente nel ventilatore e nei condotti fino all'immissione "i".

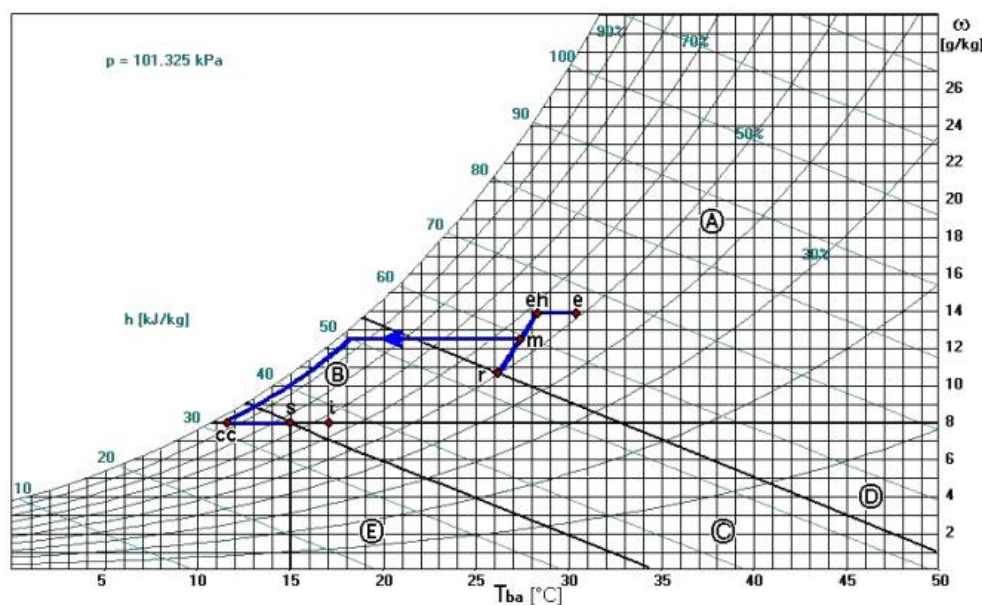


Figura 5.17 – trattamenti dell'aria nella zona A, impianto tradizionale

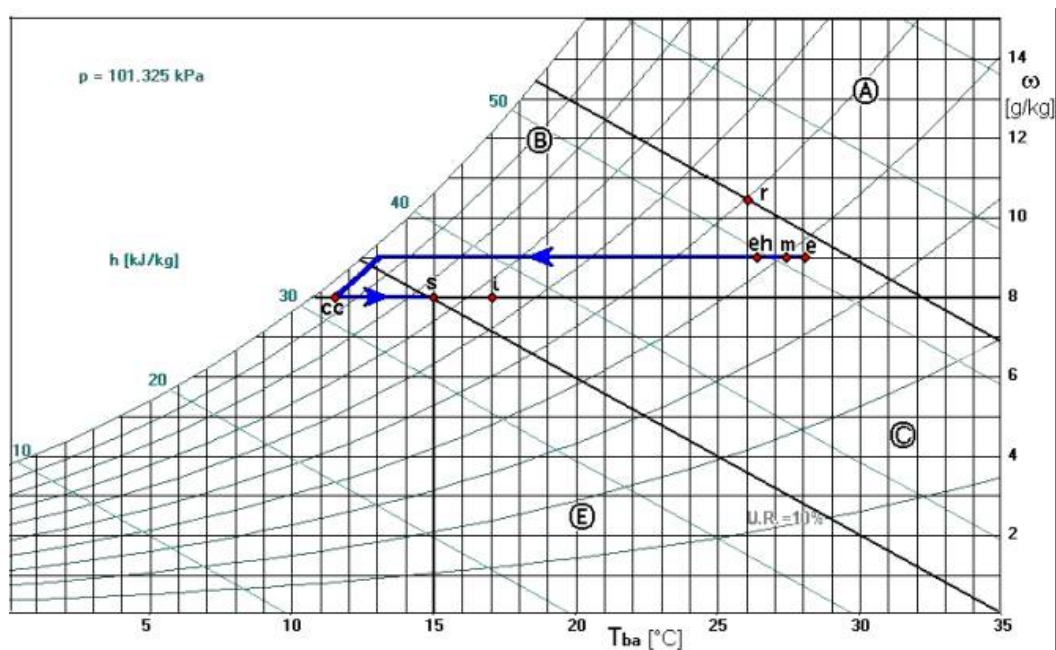


Figura 5.18 – trattamenti dell’aria nella zona B, impianto tradizionale

Zona C (fig.5.19) ⁴⁵

Se $T_{ba,e} > T_{ba,r}$ (e), il recupero di calore è conveniente e, quindi, l’aria di ventilazione (e) è dapprima raffreddata fino ad “eh” dallo scambiatore sensibile, dopodiché viene miscelata con aria esterna non trattata (e): l’impianto funziona a tutt’aria esterna. L’aria miscelata (m) è raffreddata dalla batteria fredda fino a $T_{bb,s}$, umidificata con acqua liquida fino ad “s” ed infine riscaldata gratuitamente nei condotti e nel ventilatore fino all’immissione “i”.

Se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$ (e’), il recupero di calore non è conveniente, perciò l’economizzatore fa sì che lo scambiatore venga bypassato e l’aria provenga tutta direttamente dal condotto dell’aria esterna.

⁴⁵ Per le zone C, D ed E, poiché la deumidificazione non è richiesta (e, quindi, nel sistema ibrido la ruota essiccante ed il riscaldatore rigenerativo sono disattivi), i trattamenti dell’aria ed i costi di esercizio sono gli stessi per entrambi gli impianti. In realtà, nell’impianto ibrido le perdite di carico dell’aria sono maggiori, perché l’aria deve comunque vincere la resistenza offerta dalla ruota, perciò si ha una maggiore spesa di esercizio per i ventilatori; tale spesa addizionale è stata, però, ritenuta trascurabile in prima approssimazione.

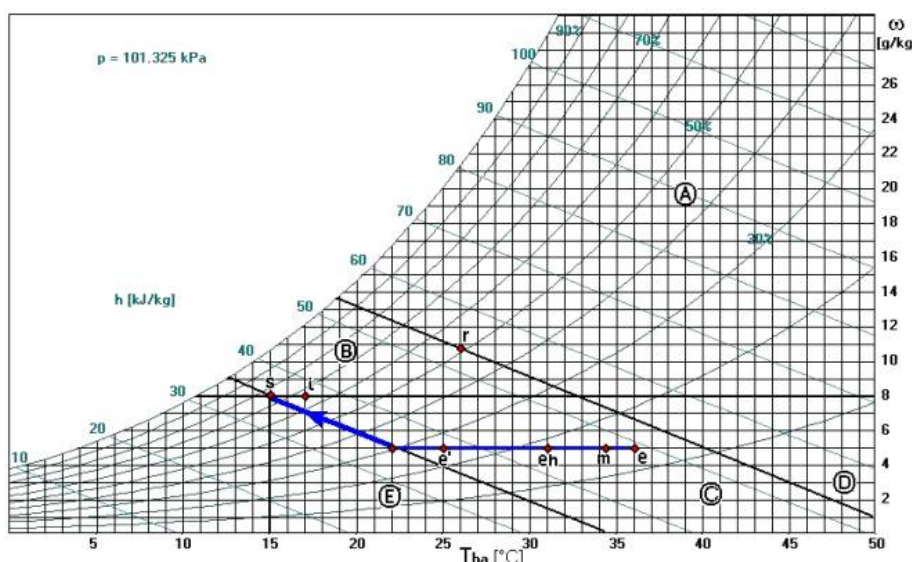
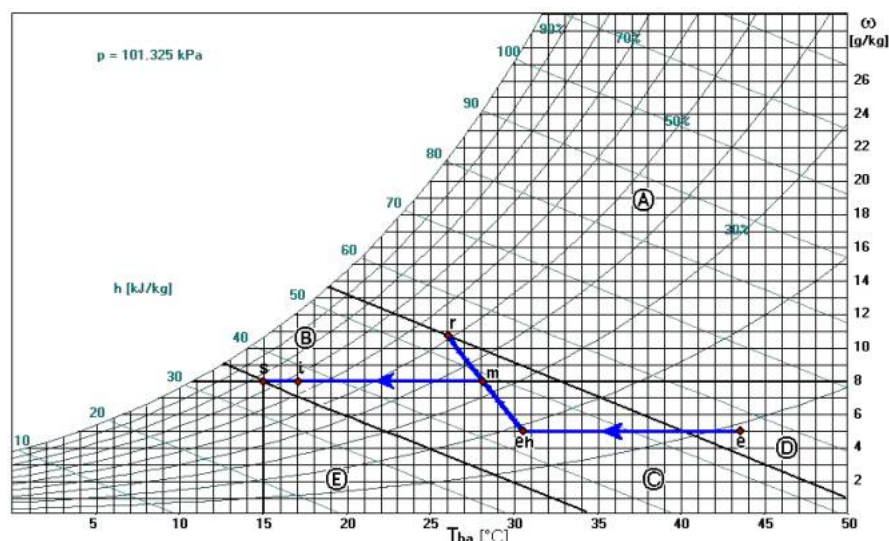


Figura 5.19 – trattamenti dell'aria nella zona C

Zona D (fig.5.20)

Se $T_{ba,e} > T_{ba,r}$ (in pratica è sempre così), il recupero di calore è conveniente e, quindi, l'aria di ventilazione (e) è dapprima raffreddata fino a "eh" dallo scambiatore sensibile, dopodiché viene miscelata con aria di ricircolo (r). L'aria miscelata (m) è raffreddata dalla batteria fredda fino a $T_{ba,s}$, ed infine riscaldata gratuitamente nei condotti e dal ventilatore fino all'immissione "i". Il carico latente potrebbe non essere sempre perfettamente bilanciato dall'aria di immissione, in quanto ω_m dipende dalla minima frazione di aria esterna fissata e da ω_e ; ma per i climi italiani questa situazione sfavorevole si presenta raramente. Il programma è in grado di valutare tali ore di discomfort.

Figura 5.20 -
trattamenti
dell'aria nella
zona D



Zona E (fig.5.21)

Aria esterna, in quantità non inferiore all'aria di ventilazione, proviene direttamente dal condotto dell'aria esterna (bypassando, cioè, lo scambiatore) ed è miscelata con l'aria di ricircolo in maniera modulare, in modo da ottenere $T_{bb,s}$. Successivamente, l'aria miscelata (m) viene umidificata con acqua liquida fino ad "s", ed infine subisce il riscaldamento gratuito fino ad "i" ad opera del condotto e del ventilatore.

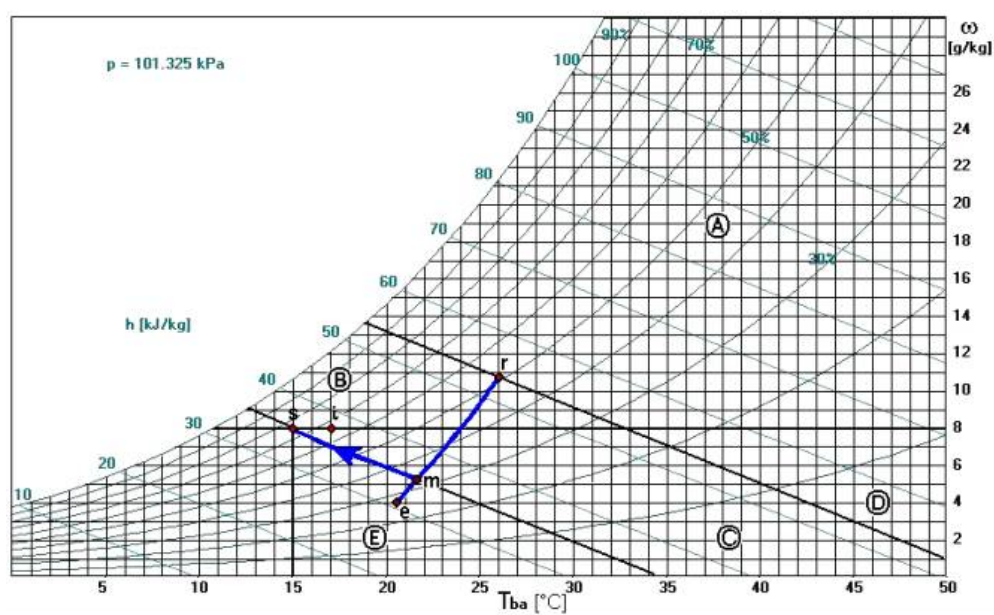


Figura 5.21 – trattamenti dell'aria nella zona E

5.3.6 Impianto ibrido

5.3.6.1 Configurazione dell'impianto ibrido

In figura 5.22 è rappresentato l'impianto ibrido preso in considerazione per le nostre valutazioni. Si tratta di un sistema ibrido con ruota essiccante, a singolo stadio (in quanto si usa un solo deumidificatore rotante) e a ciclo aperto (in quanto l'aria di processo che attraversa la ruota è interamente aria esterna).

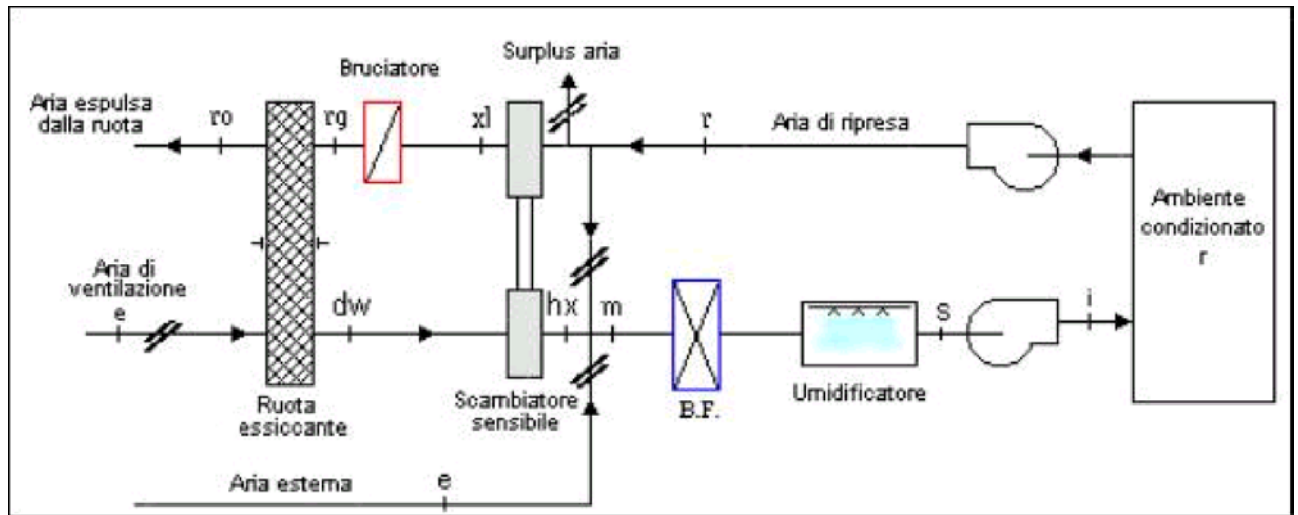


Figura 5.22

I punti caratteristici per il trattamento dell'aria sono:

e	aria esterna
s	aria di processo dopo le batterie dell'U.T.A.
i	aria di immissione dopo il ventilatore ed i canali
r	aria nell'ambiente climatizzato
m	aria miscelata
dw	aria di processo a valle della ruota essiccante
hx	aria di processo a valle dello scambiatore sensibile
xl	aria di rigenerazione a valle dello scambiatore
rg	aria di rigenerazione a valle del bruciatore
ro	aria espulsa dalla ruota essiccante

È stata scelta questa configurazione perché usa aria di ricircolo dal locale per la rigenerazione e consente di ottenere sia la miscelazione sia l'immissione di sola aria esterna nell'ambiente condizionato, a seconda delle condizioni esterne più favorevoli, senza sovradimensionamento della ruota essiccante (la ruota deumidifica solo la percentuale minima di aria esterna,

ossia l'aria di ventilazione).

È stata studiata, inoltre, la possibilità di integrare tale sistema ibrido con uno IEC (“Indirect Evaporative Cooler”, cioè raffreddatore evaporativo indiretto) da attivarsi sull'aria di processo, valutando due sue possibili configurazioni:

1. IEC disposto a monte della ruota (fig.5.23), con DEC (“Direct Evaporative Cooler”) operante sull'aria esterna (cioè l'aria secondaria è aria esterna); d'ora in avanti tale IEC lo indicheremo come IEC1;
2. IEC disposto a valle della ruota (fig.5.24), con il DEC operante sull'aria di ripresa (cioè l'aria secondaria è aria di ripresa); in questo caso lo scambiatore sensibile verrebbe sostituito dal raffreddatore evaporativo; d'ora in avanti indicheremo tale IEC come IEC2.

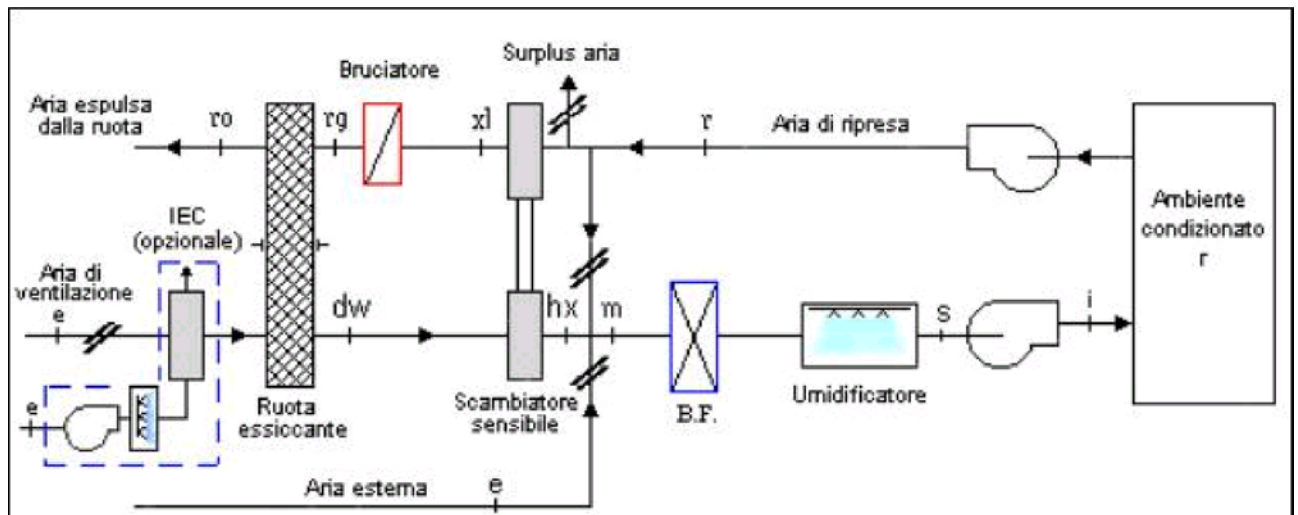


Figura 5.23 – impianto ibrido con IEC disposto a monte della ruota

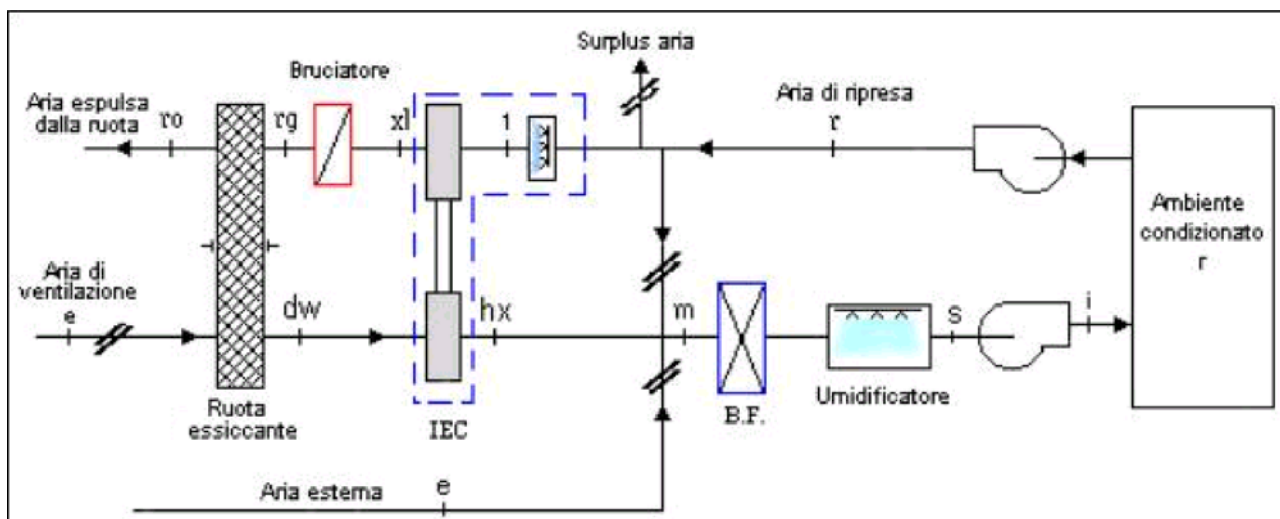


Figura 5.24 – impianto ibrido con IEC disposto a valle della ruota

5.3.6.2 Trattamenti nell'impianto ibrido

In seguito sono riportati i trattamenti dell'aria proposti, differenti a seconda della zona che caratterizza le proprietà dell'aria esterna. Indicheremo come aria di ventilazione la minima portata d'aria esterna richiesta, in accordo alle normative italiane (UNI 10339).

Zona A (fig.5.25 (a),(b))

L'aria di ventilazione (e) è deumidificata nella ruota essiccante fino alle condizioni “dw”, raffreddata fino alla temperatura T_{hx} dallo scambiatore sensibile HTX, miscelata con l'aria di ricircolo (r) in modo da ottenere ω_i . L'aria di mescolamento (m) è poi raffreddata fino a “s” mediante la batteria di raffreddamento ed infine riscaldata gratuitamente fino al punto di immissione “i” per effetto del ventilatore e dei condotti (fig.5.25(a)).

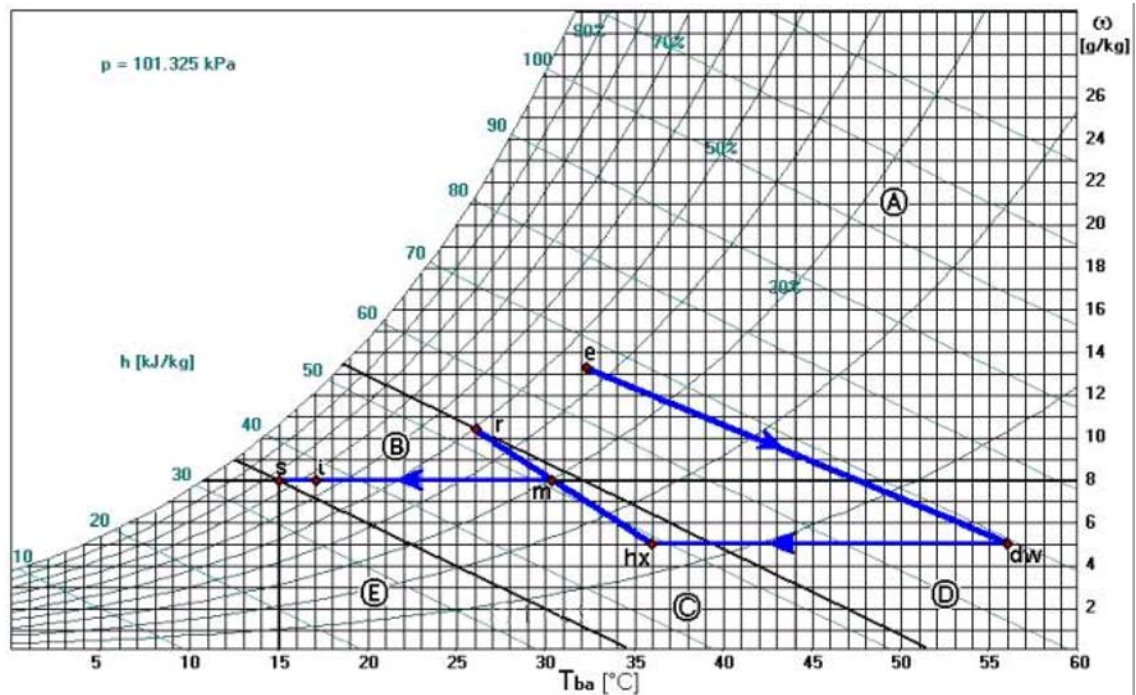


Figura 5.25 (a) - trattamenti dell'aria nella zona A, impianto ibrido

Nella configurazione con lo IEC1, l'aria esterna di ventilazione (e) viene dapprima raffreddata dallo IEC e poi deumidificata (fig.5.25 (b)).

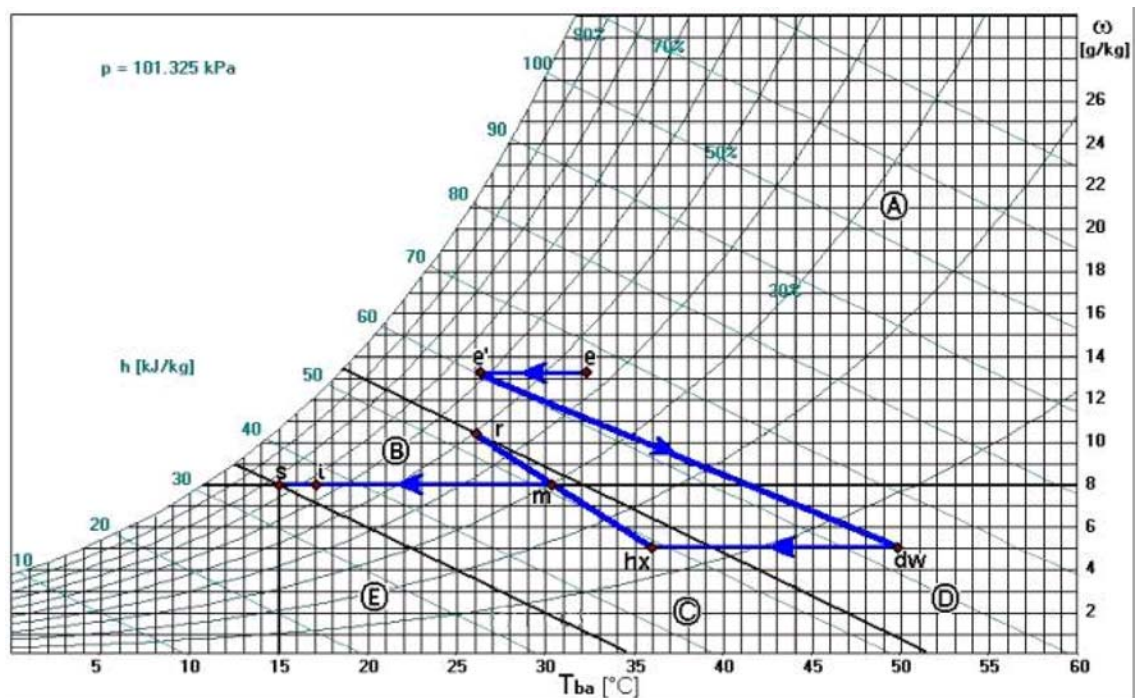


Figura 5.25 (b) - trattamenti dell'aria nella zona A, impianto ibrido con IEC attivo

Nella configurazione con lo IEC2, l'aria di ventilazione (e) è deumidificata nella ruota essiccante fino alle condizioni “dw”, dopodiché è raffreddata fino

alla temperatura T_{hx} dallo scambiatore evaporativo IEC (che non è altro che uno scambiatore sensibile più efficiente); i successivi trattamenti sono identici al caso con solo HTX (fig.5.25(a)).

Il vantaggio di utilizzare lo scambiatore evaporativo risiede nella maggiore efficienza di questo dispositivo rispetto a quello sensibile. Con l'ausilio di un apposito software [9], nonché sfruttando la letteratura in materia, si è potuto appurare che le efficienze di un raffreddatore evaporativo indiretto, per condizioni tipicamente italiane, possono facilmente raggiungere valori del 90%, contro il 70% degli scambiatori sensibili. Perciò, nelle simulazioni effettuate si assumeranno sempre tali valori. L'unico inconveniente dello IEC2 è rappresentato dalla più bassa temperatura alla quale si viene a trovare l'aria di rigenerazione all'uscita dello IEC rispetto al caso di HTX, il che comporta degli aumenti dei consumi (e quindi dei costi) per la rigenerazione, poiché l'energia termica spesa dal bruciatore dovrà essere maggiore. Ma si è verificato, tramite simulazioni al calcolatore, che la configurazione con IEC2 (DEC operante sull'aria di ripresa) risulta decisamente la più vantaggiosa.

Zona B (fig.5.26(a),(b))

L'aria di ventilazione (e) è deumidificata nella ruota essiccante fino alle condizioni "dw", raffreddata alla temperatura T_{hx} dallo scambiatore sensibile HTX⁴⁶, miscelata con aria esterna non trattata (e) in modo da ottenere ω_i . L'aria di mescolamento (m) è raffreddata fino a "s" mediante la batteria di raffreddamento ed infine riscaldata gratuitamente nei condotti e nel ventilatore fino al punto di immissione "i" (fig.5.26 (a)).

⁴⁶ Date le temperature assunte dall'aria in uscita dalla ruota essiccante, accade raramente che nello scambiatore l'aria di ventilazione venga riscaldata anziché essere raffreddata; tale circostanza, evidentemente, è tanto più probabile quanto più spostato a sinistra è il punto "e" sul diagramma psicrometrico.

Nella configurazione con IEC1, l'aria esterna di ventilazione (e) viene dapprima raffreddata dallo IEC fino ad (e') e poi deumidificata⁴⁷ (fig.5.26(b)).

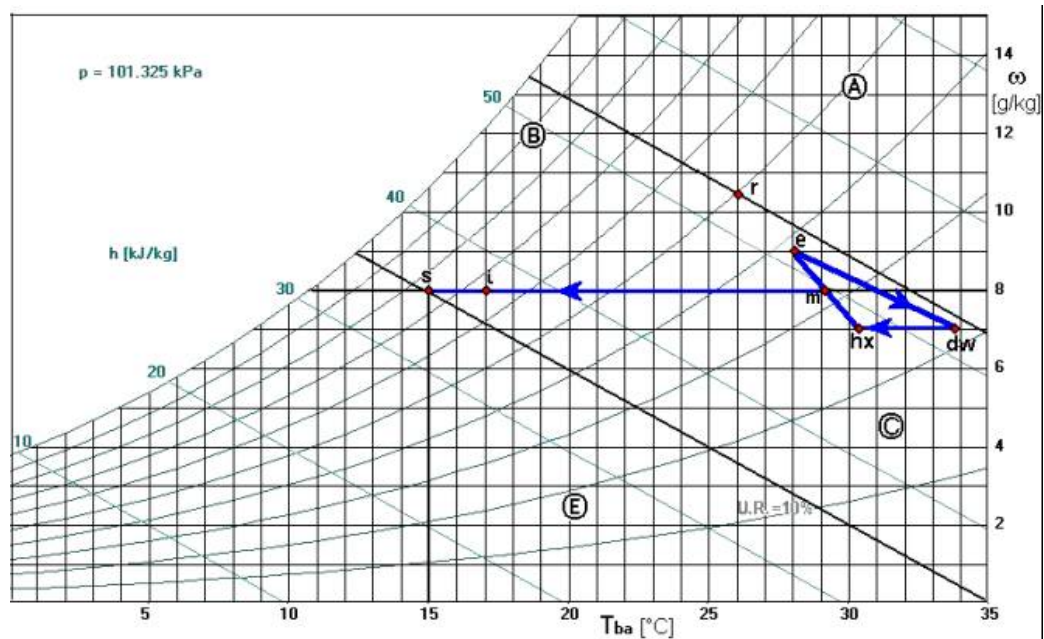


Figura 5.26 (a) - trattamenti dell'aria nella zona B, impianto ibrido

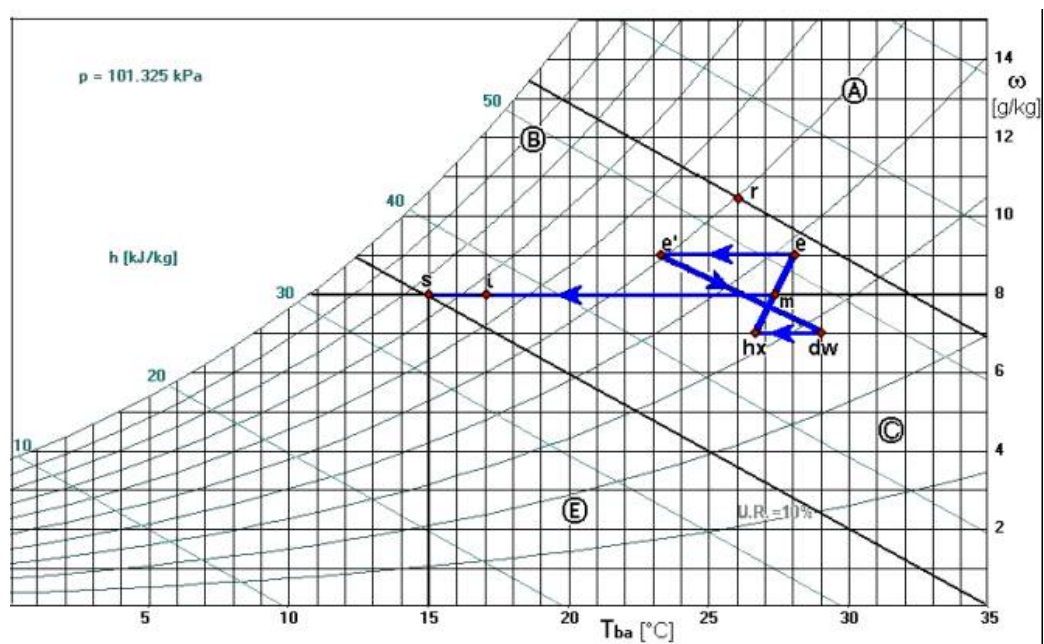


Figura 5.26 (b) - trattamenti dell'aria nella zona B, impianto ibrido con IEC attivo

⁴⁷ In questo caso è più facile che l'aria possa essere riscaldata anziché raffreddata nello scambiatore, poiché "e'" è più a sinistra di "e".

Nella configurazione con lo IEC2, l'aria di ventilazione (e) è deumidificata nella ruota essiccante fino alle condizioni “dw”, dopodiché è raffreddata fino alla temperatura T_{hx} dallo IEC; i successivi trattamenti sono identici al caso con solo HTX⁴⁸ (fig.5.26 (a)).

Zona C (fig.5.19)

Analogamente all'impianto tradizionale, viene immessa tutt'aria esterna, ed i processi da essa subiti sono identici all'impianto tradizionale⁴⁹, con l'accortezza di sostituire “eh” con “hx”.

Se lo IEC1 è attivo, l'aria di ventilazione (e) viene dapprima raffreddata dallo IEC e successivamente dallo scambiatore⁵⁰; dopodiché si procede come già detto per l'impianto tradizionale. Se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$ (e'), il recupero di calore non è conveniente, perciò l'aria di ventilazione proviene direttamente dal condotto dell'aria esterna, bypassando lo IEC e l'HTX.

Nella configurazione con lo IEC2, se $T_{ba,e} > T_{ba,r}$ l'aria di ventilazione (e) è raffreddata fino alla temperatura T_{hx} ($hx \equiv eh$) dallo IEC; i successivi trattamenti sono identici al caso con solo HTX. Se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$ (e'), lo IEC viene bypassato e l'aria proviene tutta dal condotto dell'aria esterna. Si tenga presente che la temperatura di uscita dell'aria di ripresa dal DEC ($T_1 \equiv T_{bb,r}$) è sensibilmente più bassa della temperatura a cui vi entra ($T_{ba,r}$), perciò sarebbe possibile far funzionare lo IEC anche per $T_{ba,e}$ inferiori alla $T_{ba,r}$, ma maggiori della T_1 .

⁴⁸ Date le temperature assunte dall'aria in uscita dalla ruota essiccante, accade raramente che nello IEC l'aria di ventilazione venga riscaldata anziché essere raffreddata; tale circostanza, evidentemente è tanto più probabile quanto più spostato a sinistra è il punto “e” sul diagramma psicrometrico.

⁴⁹ Per le zone C, D ed E, poiché la deumidificazione non è richiesta (la ruota essiccante ed il riscaldatore rigenerativo sono disattivi), i trattamenti dell'aria ed i costi di esercizio sono gli stessi per entrambi gli impianti.

⁵⁰ In questo caso può accadere che l'aria venga riscaldata anziché raffreddata nello scambiatore.

Zona D (fig.5.20)

Analogamente all'impianto tradizionale, viene immessa tutt'aria esterna. I trattamenti sono identici all'impianto tradizionale, perciò anche per l'impianto ibrido il carico latente potrebbe non essere sempre perfettamente bilanciato dall'aria di immissione, situazione comunque rara per i climi italiani.

Se lo IEC1 è attivo, il flusso di ventilazione (e) viene pre raffreddato dallo IEC prima dello scambiatore sensibile.

Nella configurazione con lo IEC2, i trattamenti dell'aria sono perfettamente identici a quelli dell'impianto tradizionale, con il vantaggio di avere un raffreddamento più efficiente dell'aria di ventilazione (e), grazie alla maggiore efficienza dello scambiatore, e, quindi, minori consumi.

Zona E (fig.5.21)

I trattamenti sono identici all'impianto tradizionale. Perciò:

- se si fa riferimento alla configurazione con lo IEC1, lo scambiatore sensibile e lo IEC sono entrambi bypassati;
- se si fa riferimento alla configurazione con lo IEC2, lo IEC è bypassato.

Per finire, nella figura 5.27 sono rappresentate le trasformazioni dell'aria di processo e dell'aria di rigenerazione attraverso i singoli componenti, per condizioni termoigrometriche dell'aria esterna tipiche per le località italiane nel periodo estivo (zona A), nella configurazione senza IEC.

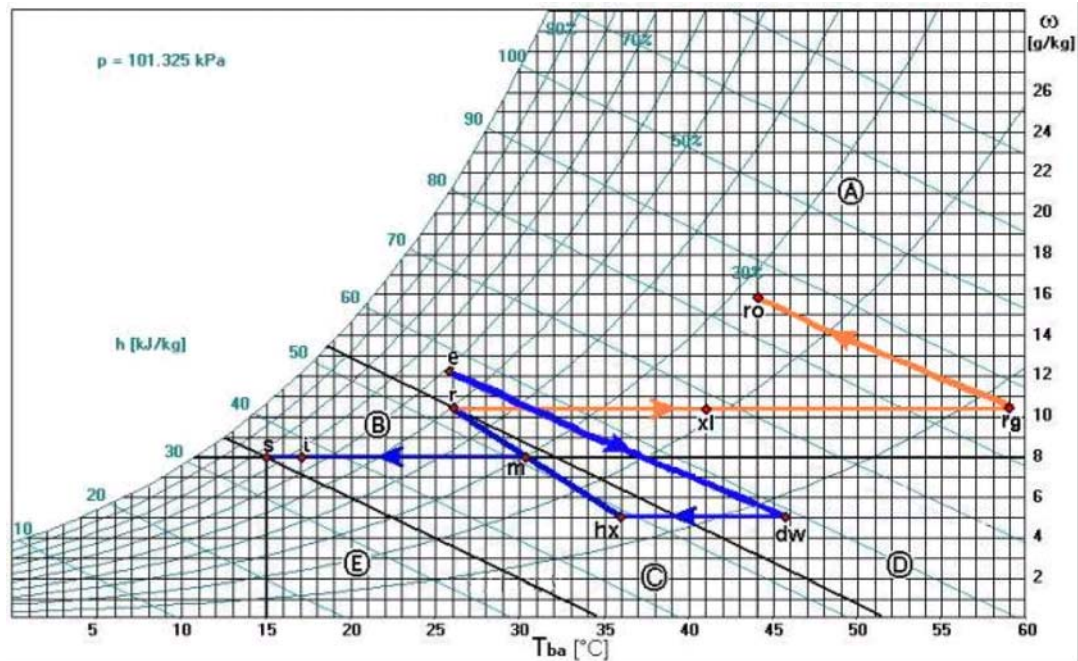


Figura 5.27- trasformazioni dell'aria di processo e dell'aria di rigenerazione, zona A

5.3.6.3 Relazioni utilizzate per alcuni componenti dell'impianto ibrido

5.3.6.3.1 Ruota essiccante

Conoscendo la portata d'aria esterna che attraversa il deumidificatore chimico (\dot{m}_{AE}) e le condizioni richieste in "r" (in particolare ω_r) si è in grado di determinare l'umidità specifica all'uscita del desiccant mediante un semplice bilancio di massa, avendo preventivamente valutato la portata di progetto \dot{m}_a , il rapporto RST e, quindi, i punti "i" ed "s" (in particolare $\omega_i = \omega_s = \omega_m$ e $\dot{m}_a = \dot{m}_r$):

$$\dot{m}_a \omega_m = \dot{m}_{AE} \omega_{hx} + \dot{m}_a \omega_r \quad \Rightarrow \quad \omega_{hx} = \frac{\dot{m}_a \omega_m - \dot{m}_a \omega_r}{\dot{m}_{AE}} = \omega_{dw} \quad (5.1)$$

Dalla precedente equazione ricaviamo, infatti, la ω_{hx} (umidità specifica a valle dello scambiatore di calore) che soddisfa alle condizioni di umidità specifiche richieste in "r" (ω_r) e in "m" ($\omega_m = \omega_i$), per la portata totale \dot{m}_a e per quella di ventilazione \dot{m}_{AE} . Poiché, del resto, la trasformazione "dw" → "hx"

non comporta scambio di calore latente, segue che $\omega_{dw} = \omega_{hx}$; ω_{dw} rappresenta, quindi, l'umidità specifica dell'aria di processo che deve essere garantita a valle della ruota essiccante affinché siano rispettate le condizioni interne richieste (in particolar modo U.R._r).

Essendo l'umidità specifica dell'aria esterna variabile secondo i profili TRY, è necessario regolare la capacità di assorbimento della ruota al fine di immettere in ambiente aria all'umidità specifica richiesta in base alla relazione (5.1). Vi sono sostanzialmente tre metodi per raggiungere tale scopo [10]:

- modulare la temperatura di rigenerazione in ingresso alla ruota;
- installare un controllo basato sul bypass: una porzione di aria esterna (ed una stessa aliquota di aria di rigenerazione o un'aliquota inferiore) “bypassa” il deumidificatore per poi miscelarsi con l'aria di processo deumidificata [11];
- modulare la velocità della ruota per mezzo di un “inverter”: una più bassa velocità angolare si traduce in una più bassa capacità del deumidificatore rotativo [12].

Il sistema di controllo adoperato in questa sede è quello basato sul controllo della temperatura di rigenerazione.

Come già si è detto, può capitare che la ω_{dw} risultante dal bilancio di massa precedentemente scritto, risulti inferiore a quella effettivamente ottenibile dal deumidificatore, che indicheremo con $\omega_{dw,min}$ (minima umidità specifica ottenibile con il deumidificatore, in quelle condizioni). In tal caso l'impianto non è in grado di mantenere le condizioni termoigrometriche desiderate nel locale, ed il programma provvede a conteggiare tali ore. Se ciò

dà luogo a condizioni di discomfort ($U.R._r > 60\%$) è possibile apportare una delle seguenti modifiche, ciascuna delle quali comporta, inevitabilmente, un aumento dei costi (di esercizio o di impianto):

- aumentare la portata totale \dot{m}_a ; in questo modo il punto di immissione “i” trasla verso destra sulla retta ambiente RST^{51} e, quindi, ω_{dw} aumenta, avvicinandosi alla $\omega_{dw,min}$;
- aumentare la frazione di aria di ventilazione (\dot{m}_{AE}/\dot{m}_a) che attraversa il deumidificatore;
- aumentare la temperatura di rigenerazione, se possibile;
- considerare l'impiego di una ruota con una più alta capacità di assorbimento (a parità di temperature rigenerative).

Ad ogni modo, le simulazioni effettuate con il programma di calcolo elaborato (D.T.P.E.) non hanno mai rilevato la necessità di adottare una di queste modifiche, in quanto è sempre soddisfatta la condizione $U.R._r < 60\%$. In più, il numero di ore in cui non viene rispettata la ω_r richiesta, e cioè in cui $\omega_{dw} < \omega_{dw,min}$, è estremamente basso.

Si tenga presente che per operare in ciclo continuo i materiali essiccanti devono essere continuamente rigenerati. Per una portata di rigenerazione pari, ad esempio, ad $1/3$ di quella di processo, poiché la capacità di deumidificazione risulta essere $b = \omega_e - \omega_{dw}$, l'aria di rigenerazione dovrà asportare $3 \cdot b$ g/kg (g di vapor d'acqua per kg di aria secca). Le condizioni dell'aria di rigenerazione in uscita dalla ruota dovranno pertanto corrispondere ad un'umidità specifica $\omega_{ro} = \omega_e + 3 \cdot b$.

⁵¹ Per effetto dell'equazione di bilancio di energia: $Q_T = \dot{m}_a(h_r - h_i)$; di ciò si discuterà più approfonditamente nel paragrafo 5.3.7.

Per le caratteristiche prestazionali della ruota essiccante adottata per le simulazioni al calcolatore si rimanda a pag. 160.

5.3.6.3.2 Scambiatori di calore

Nel programma di calcolo sviluppato si è prevista l'adozione di scambiatori sensibili, per cui l'efficienza risulta essere così definita⁵²:

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_a \rho_a (T_{dw} - T_{hx})}{\dot{V}_{\min} \rho_{\min} (T_{dw} - T_r)}$$

dove:

- \dot{V}_a è la portata volumetrica dell'aria di processo;
- \dot{V}_{\min} è la più piccola tra le due portate in gioco, quella dell'aria calda di processo e quella dell'aria fredda di ripresa⁵³;
- ρ_a è la densità della corrente di aria di processo;
- ρ_{\min} è la più piccola tra le densità dell'aria calda e quella dell'aria fredda⁵⁴;
- T_{dw} e T_{hx} sono le temperature di ingresso ed uscita della corrente di aria da refrigerare;
- T_r è la temperatura di ingresso della corrente di aria fredda.

Conoscendo l'efficienza dello scambiatore è possibile, allora, risalire all'incognita T_{hx} sul lato di processo.

Sul lato di rigenerazione la T_{xl} è calcolata tramite un bilancio energetico: il volume di controllo è lo scambiatore di calore, si considera il regime stazionario e solo i termini energetici connessi a variazione di temperatura:

⁵² In analogia con quanto detto nel par.4.3.2.

⁵³ Si adotterà sempre $\beta = \dot{V}_a / \dot{V}_{rig} = 1$, perciò risulterà, in ogni caso, $\dot{V}_a = \dot{V}_{\min}$.

⁵⁴ Si assume costante la densità dell'aria durante il processo, per cui risulterà, in ogni caso, $\rho_a = \rho_{\min} = 1/0.825 \text{ kg/m}^3$.

$$\dot{m}_a(T_{dw} - T_{hx}) = \dot{m}_{rig}(T_{xl} - T_r) \Rightarrow \dot{V}_a \rho_a (T_{dw} - T_{hx}) = \dot{V}_{rig} \rho_{rig} (T_{xl} - T_r)$$

5.3.6.3.3 Raffreddatori evaporativi: IEC (“Indirect Evaporative Cooling”) e DEC (“Direct Evaporative Cooling”)

Senza addentrarci nella specificità dell’argomento, possiamo riassumere le conclusioni a cui siamo giunti grazie alla ricerca bibliografica ed alle simulazioni effettuate con uno specifico software per la valutazione delle prestazioni di raffreddatori evaporativi diretti ed indiretti [8]. Con riferimento allo IEC ed alla nostra specifica applicazione, abbiamo ottenuto che (fig.5.16):

- l'efficienza aumenta all'aumentare di T_{ba} dell’aria di processo in ingresso e/o di T_{bb} dell’aria di processo in ingresso (l'aumento è più sensibile alla T_{bb} che alla T_{ba});
- l'efficienza aumenta all’aumentare del rapporto $\dot{V}_{esausta}/\dot{V}_p$ (tale rapporto è ≤ 1);
- l'efficienza aumenta all’aumentare del rapporto \dot{V}_{max}/\dot{V}_p , essendo \dot{V}_{max} la massima portata che lo IEC può trattare convenientemente (per ogni modello sono definite le portate min e max di aria che può essere raffreddata); perciò se lo scambiatore è sovradimensionato, cioè $\dot{V}_{max} > \dot{V}_p$, l’efficienza aumenta;
- l'efficienza dipende dal modello di scambiatore adottato;
- infine, la max efficienza (circa 0.920) si ottiene con $\dot{V}_p = \dot{V}_{min}$ (e, ovviamente, $\dot{V}_{esausta}/\dot{V}_p = 1$).

I risultati migliori si ottengono per condizioni dell’aria in ingresso nello IEC che ricadono nella zona A e nella zona D, in quanto, a parità di tutte le altre condizioni, la T_{ba} e/o la T_{bb} sono maggiori. In tali zone, in condizioni di

portata sufficientemente lontane dai limiti min e max dei modelli selezionati, si sono ottenuti valori di efficienza oscillanti tra 85 e 90%, mentre in condizioni di portata ottimale ($\dot{V}_p = \dot{V}_{min}$) si giunge, come già detto, anche al 92%.

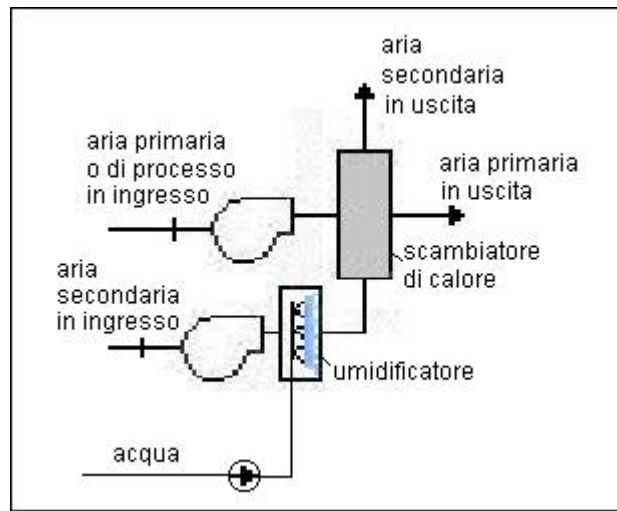


Figura 5.28 – raffreddamento evaporativo

Poiché le condizioni climatiche delle località esaminate con il D.T.P.E. (e più in generale di tutte le località italiane) sono tali che le condizioni di ingresso nello IEC1 (fig.5.11) ricadono per la maggior parte nella zona A, mentre le condizioni di ingresso nello IEC2 (fig.5.12) ricadono prevalentemente nella zona D, e poiché è possibile scegliere un modello di scambiatore con una \dot{V}_{min} prossima alla portata d'aria di processo trattata, si è ritenuto adeguato assumere un'efficienza dello IEC pari al 90%, e si è ritenuto lecito supporre, in prima approssimazione, che l'aria esausta in uscita dal DEC sia completamente satura (U.R.=100%).

In particolare, con riferimento alle configurazioni di impianti riportati nelle figure 5.11 e 5.12, le relazioni a cui ci siamo riferiti nel programma, in quanto approssimano adeguatamente bene le due configurazioni DEC-IEC esaminate, sono le seguenti [13, 14]:

- nel caso dello IEC1 (con DEC operante sull'aria esterna):

$$\varepsilon_{DEC} = \frac{T_{2,in} - T_2}{T_{2,in} - T_{2,bb,in}} = \frac{T_e - T_2}{T_e - T_{bb,e}}, \quad \text{da cui valutiamo } T_2;$$

$$\varepsilon_{IEC} = \frac{T_{p,in} - T_{p,out}}{T_{p,in} - T_{2,in}} = \frac{T_{ba,e} - T_{p,out}}{T_{ba,e} - T_{bb,e}}, \quad \text{da cui valutiamo } T_{p,out} \equiv T_{ba,e},$$

avendo preventivamente valutato $T_{bb,e}$ [6];

- nel caso dello IEC2 (con DEC operante sull'aria di ripresa):

$$\varepsilon_{DEC} = \frac{T_{2,in} - T_2}{T_{2,in} - T_{2,bb,in}} = \frac{T_r - T_2}{T_r - T_{bb,r}}, \quad \text{da cui valutiamo } T_2;$$

$$\varepsilon_{IEC} = \frac{T_{p,in} - T_{p,out}}{T_{p,in} - T_{2,in}} = \frac{T_{dw} - T_{hx}}{T_{dw} - T_2}, \quad \text{da cui valutiamo } T_{hx}.$$

In entrambi i casi:

$T_{2,in}$ è la temperatura dell'aria secondaria in ingresso nel DEC;

$T_{2,bb,in}$ è la corrispondente temperatura di bulbo bagnato;

T_2 è la temperatura dell'aria secondaria in uscita dal DEC;

$T_{p,in}$ è la temperatura dell'aria di processo in ingresso nello IEC;

$T_{p,out}$ è la temperatura dell'aria di processo in uscita dallo IEC;

5.3.6.3.4 Batteria di raffreddamento

Come già detto nel par.4.3.3.2, l'impianto di refrigerazione ad espansione diretta consente di ottenere efficienze maggiori, ma si presta per impianti di piccole dimensioni, in cui il quantitativo di fluido freddo non è eccessivo.

La taglia dell'impianto da adottare nel caso studio di cui al par.6.1 è tale

(portate totali di circa 6000 m³/h) da consentire la scelta sia di un sistema refrigerante ad espansione diretta che di un sistema centralizzato (ad acqua o ad aria).

In particolare, si è scelta una batteria di raffreddamento ad acqua, ossia un sistema indiretto, perciò il fluido freddo che sottrae calore all'aria è l'acqua proveniente dalla centrale frigorifera.

Si noti che nell'impianto ibrido la batteria di raffreddamento, a differenza di quanto accade nel sistema tradizionale, non agisce sul carico latente, ma solo su quello sensibile, realizzando la trasformazione "m"→"s" (trasformazione ad umidità specifica costante). Ciò permette una riduzione del costo di esercizio e di impianto del componente, ed un aumento del COP della macchina frigorifera collegata alla batteria fredda (che deve raggiungere, infatti, temperature superficiali meno basse rispetto all'impianto tradizionale, in quanto deve raffreddare di meno l'acqua).

La potenza termica da sottrarre nella B.F. è data da:

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_a (h_m - h_s)$$

Tale potenza deve essere sottratta dall'acqua di raffreddamento, perciò risulta anche:

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_w c (T_{out} - T_{in})$$

dove:

$(T_{out}-T_{in})$ è la variazione di temperatura dell'acqua tra uscita ed ingresso dalla batteria, generalmente pari a 5°C;

"c" è il calore specifico dell'acqua liquida, pari a 4.19 kJ/(kg·°C).

Dalla relazione precedente è possibile risalire, quindi, alla portata d'acqua necessaria alla refrigerazione.

5.3.6.3.5 Fonte di calore per la rigenerazione: bruciatore a fiamma diretta

Nel programma di calcolo sviluppato si utilizza un bruciatore a fiamma diretta. La potenza termica necessaria durante l'esercizio è:

$$\dot{Q} = \dot{V}_{\text{rig}} \rho_{\text{rig}} c_p (T_{\text{rig}} - T_{\text{xl}})$$

dove:

\dot{V}_{rig} = portata volumetrica dell'aria di rigenerazione;

ρ_{rig} = densità dell'aria di rigenerazione;

c_p = calore specifico dell'aria a pressione costante;

T_{rig} = temperatura di rigenerazione (temperatura dell'aria all'uscita dal bruciatore);

T_{xl} = temperatura dell'aria a monte del bruciatore.

Tale potenza non è costante, bensì modulata, in modo da contenere la spesa energetica. Per modulare l'energia termica l'impianto prevede due alternative:

- a) variare T_{rig} , mantenendo costante la portata di rigenerazione;
- b) variare \dot{V}_{rig} , utilizzando un sistema di bypass.

La scelta è legata al tipo di regolazione effettuata sul lato di processo.

Nel presente lavoro si utilizza il metodo a). Il bruciatore, quindi, è regolato in modo da assicurare la temperatura T_{rig} dell'aria in uscita da esso; pertanto a valle del bruciatore è previsto un sensore di temperatura in grado di

modulare l'afflusso di combustibile.

I valori della T_{rig} necessaria si ottengono per interpolazione sfruttando i risultati sperimentali della Angelantoni S.p.A.⁵⁵. In pratica, nota la ω_r desiderata e la $\omega_m = \omega_i$, il programma valuta, con la relazione (5.1), l'umidità specifica ω_{dw} che deve avere l'aria di processo in uscita dalla ruota per soddisfare le condizioni precedenti; dopodiché, sfruttando i risultati della Angelantoni S.p.A., per interpolazione valuta la T_{rig} necessaria per avere la deumidificazione richiesta.

In pratica si opera nel seguente modo:

- dette T_{rig1} e T_{rig2} due temperature di rigenerazione usate nelle simulazioni sperimentali dell'Angelantoni e $(T_{out1}, \omega_{out1})$ e $(T_{out2}, \omega_{out2})$ le corrispondenti coppie di temperatura ed umidità specifica ottenute in uscita dalla ruota sul lato di processo, si osserva innanzitutto che se $T_{rig1} < T_{rig2}$ allora $T_{out1} < T_{out2}$ mentre $\omega_{out1} > \omega_{out2}$, e viceversa,
- sia T_{rig} la temperatura di rigenerazione, incognita, in grado di assicurare una umidità specifica dell'aria di processo in uscita dalla ruota pari a ω_{dw} ;
- supposto $\omega_{out1} < \omega_{dw} < \omega_{out2}$ (e, quindi, $T_{rig1} > T_{rig} > T_{rig2}$),

risulta, applicando un'interpolazione lineare:

$$(T_{rig} - T_{rig1}) : (\omega_{dw} - \omega_{out1}) = (T_{rig2} - T_{rig1}) : (\omega_{out2} - \omega_{out1})$$

e quindi:

⁵⁵ Le caratteristiche della ruota utilizzata nelle sperimentazioni sono riportati a pag.160.

$$T_{\text{rig}} = T_{\text{rig1}} + (T_{\text{rig2}} - T_{\text{rig1}}) \cdot \frac{(\omega_{\text{dw}} - \omega_{\text{out1}})}{(\omega_{\text{out2}} - \omega_{\text{out1}})}$$

Tale relazione vale sempre, in quanto se dovesse essere $\omega_{\text{out1}} > \omega_{\text{dw}} > \omega_{\text{out2}}$ (ovvero $\omega_{\text{dw}} > \omega_{\text{out1}} > \omega_{\text{out2}}$) risulterebbe, di conseguenza, $T_{\text{rig1}} < T_{\text{rig}} < T_{\text{rig2}}$ (ovvero $T_{\text{rig}} < T_{\text{rig1}} < T_{\text{rig2}}$).

Si tenga presente che se la T_{rig} è maggiore della massima temperatura in uscita dal bruciatore, $T_{\text{max,bruc}}$, evidentemente non può che essere $T_{\text{rig}} = T_{\text{max,bruc}}$ e di conseguenza la $\omega_{\text{dw,min}}$ corrispondente (cioè la minima umidità specifica che l'aria di processo potrà raggiungere in uscita dalla ruota) sarà maggiore di quella (ω_{dw}) necessaria a garantire la ω_r ; perciò, in questo caso, la ruota essiccante non è in grado di mantenere l'U.R. richiesta nel locale e l'efficienza del processo di deumidificazione diminuisce: parleremo, però, di inefficienza solo se $\text{U.R.}_r > 60\%$, perché fino a tale valore di U.R. l'uomo non avverte una particolare sensazione di discomfort.

Con tale sistema di regolazione è possibile rigenerare a temperature molto basse ($40 \div 80^\circ\text{C}$) rispetto al passato (120°C) con grosse diminuzioni dei consumi del bruciatore.

Sempre sfruttando i risultati della Angelantoni S.p.A. è possibile valutare, in maniera del tutto analoga a quanto fatto precedentemente per la ω_{dw} , la temperatura T_{dw} dell'aria di processo in uscita dalla ruota essiccante; applicando un'interpolazione lineare si ha, allora:

$$(T_{\text{rig}} - T_{\text{rig1}}) : (T_{\text{dw}} - T_{\text{out1}}) = (T_{\text{rig2}} - T_{\text{rig1}}) : (T_{\text{out2}} - T_{\text{out1}})$$

e quindi:

$$T_{dw} = T_{out1} + (T_{rig} - T_{rig1}) \cdot \frac{(T_{rig} - T_{rig1})}{(T_{out2} - T_{out1})}$$

Si noti, infine, che effettuando un bilancio energetico sul deumidificatore si ha:

$$Q_{rig}=Q_p \quad \Rightarrow \quad m_{rig} \Delta h_{rig} = m_p \Delta h_p$$

Tale relazione, in condizioni di carico parziale, è valida nelle seguenti ipotesi:

- trascurabile accumulo di energia termica da parte del deumidificatore;
- trascurabile perdita di energia termica.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DOE, release 2.1E, Department of Energy program, Simulation Research Group, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, California, 1994.
- [2] InterEnergyTM Software for the Energy Industry, DesiCalcTM User's Manual version 1.1g, December, 1998.
- [3] Harriman III L.G., "The basics of commercial desiccant systems", Heating/Piping/Air Conditioning, July, pp. 77-85, 1994.
- [4] L. Schibuola, "Possibilità applicative di sistemi essiccanti ad alta efficienza nell'ambito della climatizzazione", Convegno annuale AICARR, Milano, pp. 301-319, 2000.
- [5] P. Mazzei et al., "Air conditioning systems with desiccant wheel for Italian climates", accepted for publication on International Journal on Architectural Science, 2001.
- [6] P. Mazzei et al., "Simplified Energy and Cost Toolkit for Hybrid Evaporative System", 3th International Symposium on Humidity and Moisture, London, 2, pp. 2-10, 1998.
- [7] CEE, Test Reference Years TRY – Weather Data Sets for Computer Simulations of Solar Energy Systems and Energy Consumption in Buildings, Commission of the European Communities, Directorate General XII for Science, Research and Development, 1985.
- [8] UNI 10339, Italian Standard, "Impianti aeraulici a fini di benessere - Generalità, classificazione e requisiti – Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura", 1995.
- [9] CoolSys Heat Exchanger Program, Version CHE_2, Copyright 1997, CoolSys Ltd.
- [10] S.K. Wang, "Desiccant dehumidification and sensible cooling", Handbook of Air conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Inc., 1221 Avenue of the Americas,

New York, NY 10020, U.S.A., 1994.

- [11] C.J. Simonson et al, "Part-load performance of energy wheels: part II - bypass control and correlations", ASHRAE Transaction , Vol. 106, Part 1, pp. 301-310, 2000.
- [12] C.J. Simonson et al "Part-load performance of energy wheels: part I - wheel speed control", ASHRAE Transaction , Vol. 106, Part 1, pp. 286-300, 2000.
- [13] T.A. Wang, "Surface wettability effect on an indirect evaporative cooling system", ASHRAE Transaction ,Vol. 102, Part 1, pp. 427-433, 1996.
- [14] H.J.M. Vollebregt, "Indirect evaporative cooler with condensation of primary airflow", ASHRAE Transaction , Vol. 100, Part 2, pp. 354-359, 1994.

***CAP. 6 APPLICAZIONI DELLA
DEUMIDIFICAZIONE PER
ADSORBIMENTO CON RUOTA
ESSICCANTE E RISULTATI***

CASI STUDIO ANALIZZATI:

- retail store 400 e 1000 m²
- teatro 1200 m²
- supermercato 3700 m²

6.1 RETAIL STORE

La convenienza dei sistemi HVAC con “desiccant wheel” per supermercati, depositi militari, ospedali, stadi del ghiaccio, ecc. è ormai consolidata da numerosi esempi esistenti in letteratura americana. Qui si è scelto un centro commerciale, detto anche retail store, di dimensioni ridotte (400-1000 m²), per sperimentare se i campi di applicazione di tali sistemi possono estendersi ad altre tipologie di edifici.

Infatti, è presumibile che questa tecnologia potrà avere, in Italia ed in Europa, un vasto campo applicativo sia in ambito civile che commerciale anche per impianti di piccola taglia.

In questa sezione si illustreranno i risultati dello studio dei costi di esercizio estivi dei sistemi tradizionale ed ibrido a ciclo aperto, ottenuti usando i tre diversi programmi di calcolo descritti al cap.5.

6.1.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica

Varie configurazioni di sistemi HVAC con ruota essiccante, a singolo stadio [1-4] o a più stadi, sono state impiegate per il condizionamento di edifici. Nella letteratura tecnica vengono proposti confronti energetici tra alcuni di essi e si possono osservare risparmi di energia rispetto ai sistemi HVAC tradizionali [5-9].

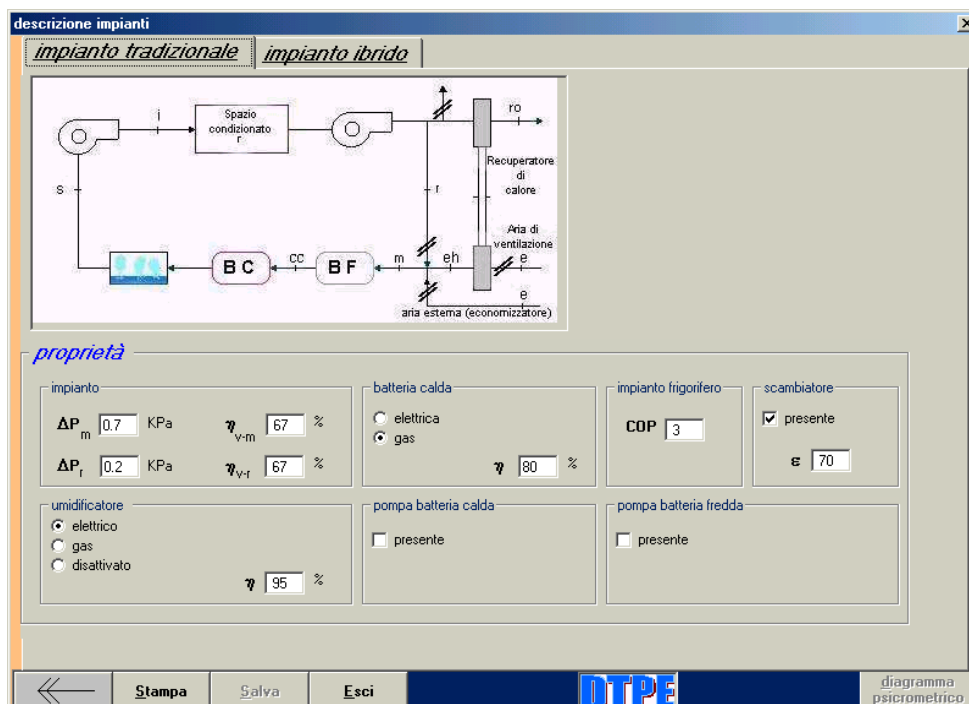


Figura 6.1 – maschera di input del software DTPE - sistema tradizionale (ST)

La configurazione del ST considerato nei tre codici di calcolo è riportata in fig.6.1. Il sistema essiccante implementato nel DTPE, quasi coincidente con quello proposto in DesiCalcTM, è riportato in fig.6.2 e per brevità lo indicheremo con l'acronimo DWHS (Desiccant Wheel Hybrid System). Il sistema essiccante di DesiCalcTM ("Post-cool sensible relief air heat exchanger", ma qui indicato con DWHS) è riportato in fig. 6.3. C'è la possibilità di abilitare il funzionamento di un Indirect evaporative cooler (IEC) a valle della ruota DW, sul percorso dell'aria di processo. Il sistema PTGSD (Packaged Total Gas Solid Desiccant), fig.6.4, è uno dei sistemi essiccanti implementati in PowerDOE⁵⁶(vedi par.5.1.4): si tratta di un nuovo sistema che consuma principalmente gas per fornire riscaldamento e raffreddamento. E' strutturato come un blocco unico (packaged unit) per piccole utenze (portate di circa 3000-6000 m³/h) e utilizza una DW insieme ad apparecchiature per il raffreddamento evaporativo diretto e indiretto,

⁵⁶ Nel DOE non c'è alcun sistema essiccante uguale a quello implementato in DesiCalcTM.

invece delle usuali batterie ad espansione diretta. Il sistema è a volume d'aria variabile, così che la temperatura dell'aria di zona è controllata variando la portata d'aria. L'unità può operare in diversi modi: il più frequente (100% A.E.) è riportato in fig. 6.4.

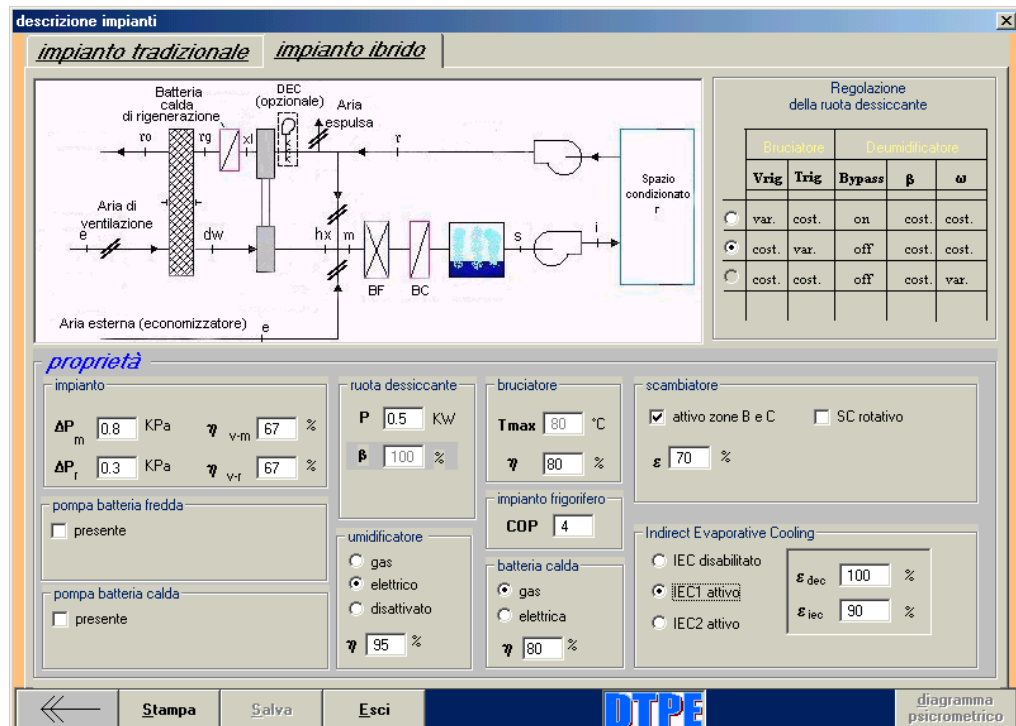


Figura 6.2 - maschera di input del software DTPE – sistema ibrido “Desiccant Wheel Hybrid System” (DWHS) con o senza raffreddamento evaporativo

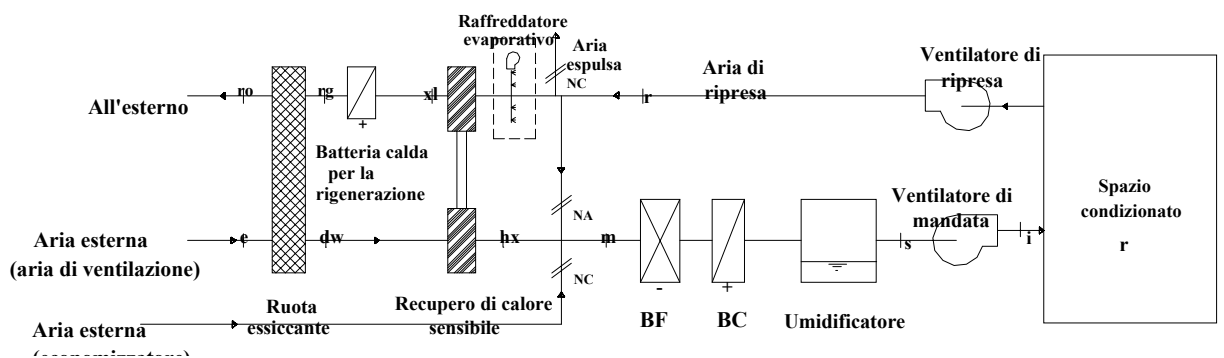


Figura 6.3 - DesiCalc - sistema ibrido “Desiccant Wheel Hybrid System” (DWHS) con o senza raffreddamento evaporativo

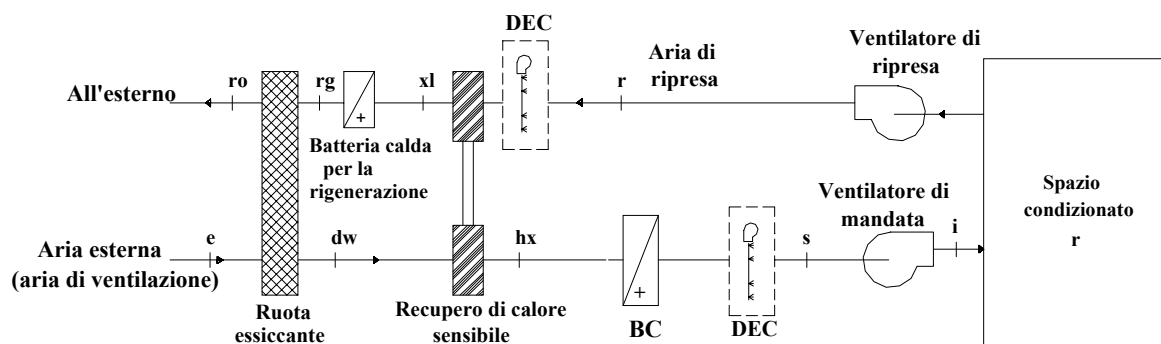


Figura 6.4 - DOE – sistema “Packaged Total Gas Solid Desiccant” (PTGSD)

In fig. 6.5 sono riportati sul diagramma psicrometrico, qualitativamente, i trattamenti dell'aria sia per il sistema tradizionale che per l'essiccante (DWHS è considerato senza IEC), per condizioni estive tipiche italiane.

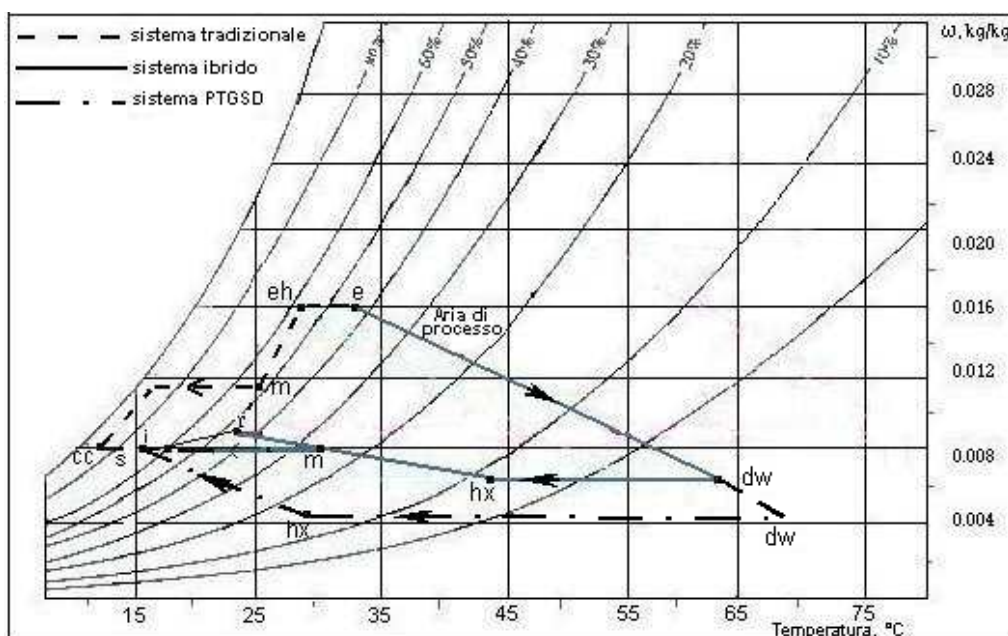


Figura 6.5 - trattamenti dell'aria di processo per i sistemi ST, DWHS e PTGSD, per condizioni estive tipiche italiane

Sono state considerate le seguenti assunzioni, comuni ai tre codici di calcolo:

1. condizioni esterne di progetto: ASHRAE DB1%-MCWB (Dry Bulb temperature 1% - Mean Coincident Wet Bulb temperature);

2. condizioni interne di progetto:
 - per DesiCalcTM, sistema tradizionale ed ibrido: $T_{ba,r}=25^{\circ}\text{C}$; $U.R._r=45-55\%$;
 - per DOE, sistema tradizionale: $T_{ba,r}=25\pm0.1^{\circ}\text{C}$;
 - $U.R._r=45-55\%$;
 - per DOE-PTGSD: $T_{ba,r}=25\pm0.1^{\circ}\text{C}$;
 - $U.R._{r,max}=55\%$ (non è possibile assegnare $U.R._{r,min}$);
 - per DTPE, sistema tradizionale ed ibrido: $T_{ba,r}=25^{\circ}\text{C}$;
 - $U.R._r=50-55\%$;
3. T_{ba} e $U.R.$ dell'aria esterna cambiano ora per ora, assumendo i valori del file climatico TRY;
4. carichi termici variabili durante l'esercizio;
5. sistemi a condotto singolo, singola zona e a portata costante, eccetto per il sistema DOE-PTGSD, che è a volume d'aria variabile;
6. periodo di esercizio: condizioni estive (1 giugno – 30 Settembre);
intervallo di ora solare: 7-19 (corrispondente a 8-20 in periodo estivo);
7. un economizzatore entalpico sia per il ST che per il DWHS, collegato a serrande coniugate, è in grado di variare la frazione di aria esterna. Quando le condizioni dell'aria esterna lo permettono, la modalità a parziale ricircolo lascia il posto alla modalità a tutt'aria esterna, temporaneamente più conveniente; al contrario, il sistema PTGSD opera quasi sempre con tutt'aria esterna;
8. la BF è una batteria fredda ad espansione diretta, pertanto i sistemi analizzati sono unità monoblocco ad espansione diretta ("Roof-top");
9. COP medio stagionale dell'impianto di refrigerazione (se presente): 3 per il ST, 4 per il sistema ibrido;
10. condensatore dell'impianto di refrigerazione raffreddato ad aria, senza recupero del calore di condensazione;

11. post riscaldamento per il ST e rigenerazione per i sistemi essiccanti sono condotti per mezzo di caldaie a gas con rendimento medio stagionale pari all'80%;
12. efficienza dello scambiatore di calore sensibile: 70%; efficienza dello IEC: 90%;
13. il costo medio unitario dell'energia elettrica si riferisce a tariffe dipendenti dal tempo attualmente in vigore in Italia;
14. il costo medio unitario del gas si riferisce a tariffe attualmente in vigore in Italia;
15. il costo medio unitario dell'acqua (per l'umidificazione) considerato nel programma DTPE: $\approx 0.5 \text{ €/ m}^3$;
16. rapporto tra portata d'aria primaria e secondaria nello scambiatore di calore sensibile: 1;
17. riscaldamento dell'aria attraverso ventilatore e condotti di mandata, per DOE e DTPE: 1°C.

Le principali caratteristiche della ruota essiccante usata in DesiCalcTM sono riportata nel lavoro [2].

DesiCalcTM al momento non è in grado di implementare ruote essiccanti innovative che permettano T_{rig} più basse. Al contrario, DOE e DTPE possono implementare DW innovative. Le principali caratteristiche⁵⁷ della ruota scelta sono:

- materiale essiccante: silicato metallico successivamente fissato alla sezione ceramica;
- T_{rig} : variabile tra 40°C e 80°C. Questi valori, inferiori a quelli usuali (maggiori di 80°C), si possono ottenere grazie al particolare materiale essiccante usato nella ruota;

⁵⁷ I dati relativi alla ruota essiccante SSCR della Seibu Giken DST sono stati gentilmente forniti dalla Angelantoni Industrie S.p.A..

- rapporto tra portata di processo e di rigenerazione: 1;
- profondità della ruota: 200 mm;
- velocità di rotazione della ruota: 30 giri/h;
- dati⁵⁸ prestazionali: vedi fig. 6.6;
- sistema di controllo della DW: T_{rig} variabile (ogni ora il sistema valuta la minima T_{rig} necessaria per la deumidificazione richiesta). In DTPE è stato implementato anche il metodo del bypass (una parte dell'aria di processo e un uguale parte dell'aria di rigenerazione bypassa la ruota, in modo da ridurre la deumidificazione se necessario), ma è risultato meno conveniente.

Per quanto riguarda DTPE, sono state considerate le seguenti assunzioni:

- a) condizioni stazionarie per ogni ora di calcolo;
- b) massima U.R. a valle della BF (per il ST): 95%;
- c) $T_{ba,i,min}=15^{\circ}\text{C}$ (questa assunzione è valida anche per i sistemi DOE),
 $\omega_{i,min}=6 \text{ g/kg}$;
- d) efficienza del ventilatore di mandata e ritorno: 70%;
- e) caduta di pressione sul lato di mandata per il ST: 0.70 kPa; 0.20 kPa per il lato di ripresa;
- f) caduta di pressione sul lato di mandata per il sistema ibrido: 0.80 kPa; 0.30 kPa per il lato di ripresa.

⁵⁸ I dati prestazionali si riferiscono a un caso particolare (portata d'aria di processo: 12000 m³/h; $T_r=26^{\circ}\text{C}$ and U.R._r=50%), ma mostrano variazioni non significative in un ampio range di portate e di condizioni interne.

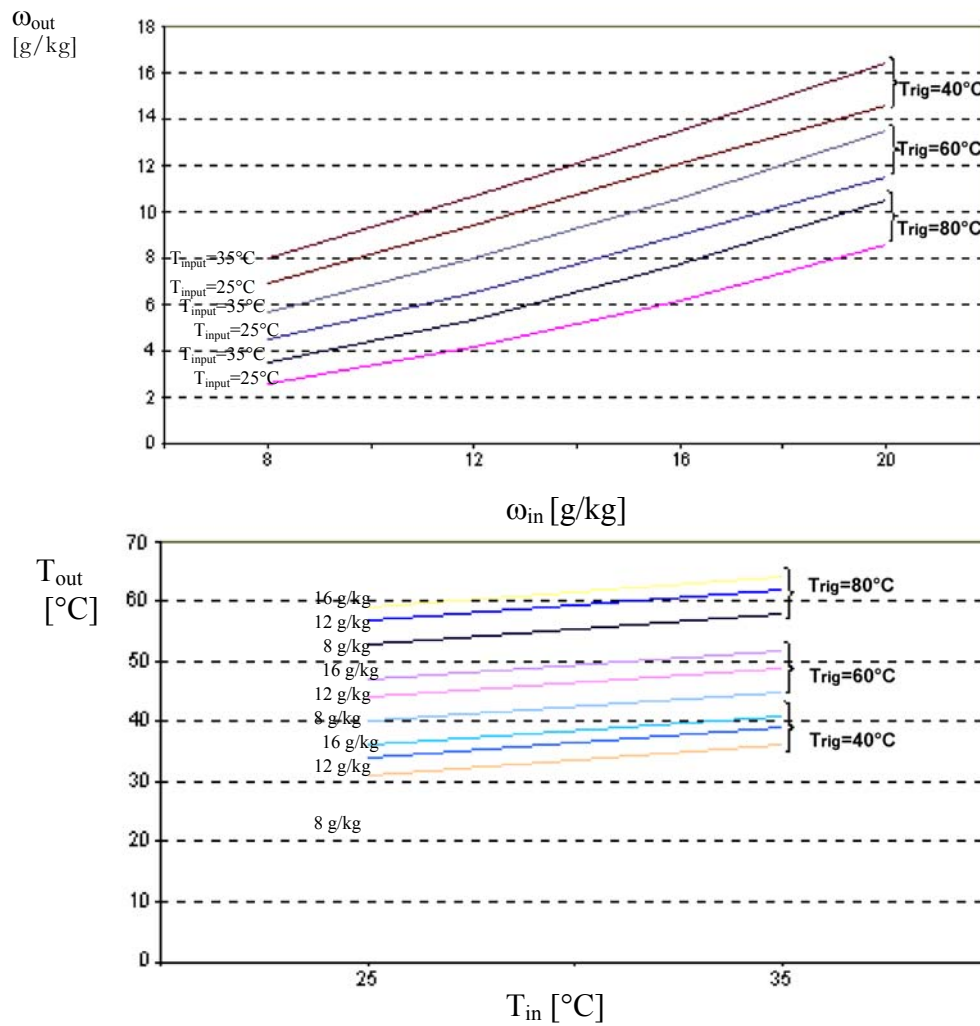


Figura 6.6 – dati prestazionali relativi alla ruota essiccante utilizzata dal DOE e dal DTPE

In DTPE, la portata d'aria di mandata m è calcolata mediante il seguente bilancio di energia in condizioni di progetto:

$$Q_T = m \cdot (h_r - h_i) \quad (6.1)$$

In questa equazione i carichi termici sono forniti dal DOE utilizzando le condizioni di progetto estive sopra specificate; $T_{ba,i}$, $T_{ba,r}$ e $U.R._r$ sono fissate dall'utente, così vengono calcolate h_r e h_i . Poi per ogni ora, variando i carichi termici, il punto di immissione i cambia secondo l'equazione (6.1) e si può valutare il consumo di energia.

Riferendosi al punto rappresentativo dell'aria esterna, il diagramma psicrometrico è stato suddiviso in zone, come già descritto nel par. 5.3.4 (fig. 6.7):

- zona A: $\omega_e > \omega_i$ e $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$
- zona B: $\omega_e > \omega_i$ e $T_{bb,i} < T_{bb,e} < T_{bb,r}$
- zona C: $\omega_e \leq \omega_i$ e $T_{bb,i} \leq T_{bb,e} < T_{bb,r}$
- zona D: $\omega_e \leq \omega_i$ e $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$
- zona E: $T_{ba,e} \geq T_{ba,s}$ e $T_{bb,e} < T_{bb,s}$

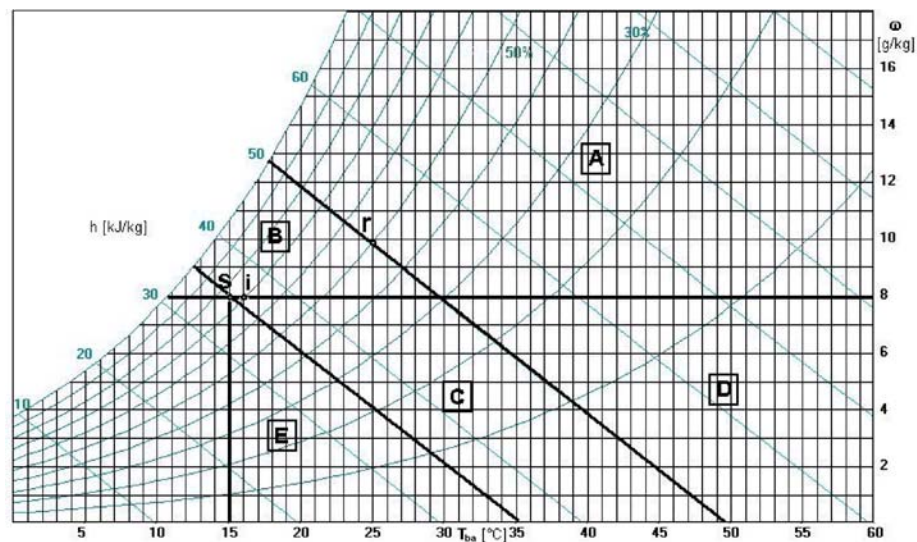


Figura 6.7 – diagramma psicrometrico suddiviso in zone per il sistema tradizionale e l'ibrido

Il punto dell'aria esterna raramente cade al di fuori di queste cinque zone nel clima estivo italiano, pertanto è inutile definire altre zone. Si può notare che l'estensione della zona cambia variando $T_{bb,r}$ e s . La seconda è una funzione di RST, della temperatura minima di immissione T_i e del riscaldamento dovuto a ventilatore/condotti. Perciò la suddivisione riportata in fig. 6.7 si riferisce a valori specifici di queste variabili.

Il controllo automatico della A.E. = $(m_{AE}/m) \cdot 100$ funziona così (la variabile controllata è $T_{bb,e}$):

- se $T_{bb,e} \geq T_{bb,r}$ (zone A e D) minima frazione di aria esterna
- se $T_{bb,s} \leq T_{bb,e} < T_{bb,r}$ (zone B e C) tutt'aria esterna
- se $T_{bb,e} < T_{bb,s}$ (zona E) frazione di aria esterna
variabile, non minore del
valore minimo

Sono stati considerati vari trattamenti dell'aria di processo [10], differenti a seconda del sistema HVAC e della zona in cui cade il punto dell'aria esterna. Nel seguito è riportata solo l'aria di processo riferita alla zona A (la più frequente per i climi estivi italiani) (la fig. 6.8 si riferisce al sistema ibrido con IEC disattivato): una descrizione dettagliata per i trattamenti delle altre zone è riportato in [10], oltre che nel par.5.3. La minima portata d'aria esterna (aria di ventilazione) è fornita dallo Standard italiano UNI 10339 [11].

Zona A (Fig. 6.8)

Sistema Tradizionale: la portata di ventilazione (e) è prima raffreddata fino a T_{eh} per mezzo dello scambiatore HTX (se $T_{ba,e} \leq T_{ba,r}$, il recupero di calore non è conveniente, così l'aria di ventilazione passa attraverso il condotto dell'aria esterna); poi è miscelata con l'aria di ricircolo (r). L'aria così miscelata (m) è raffreddata e deumidificata con la BF fino allo stato cc, post riscaldata fino allo stato s con la BC, infine riscaldata fino allo stato di immissione s a seguito del riscaldamento attraverso ventilatore e condotti di mandata.

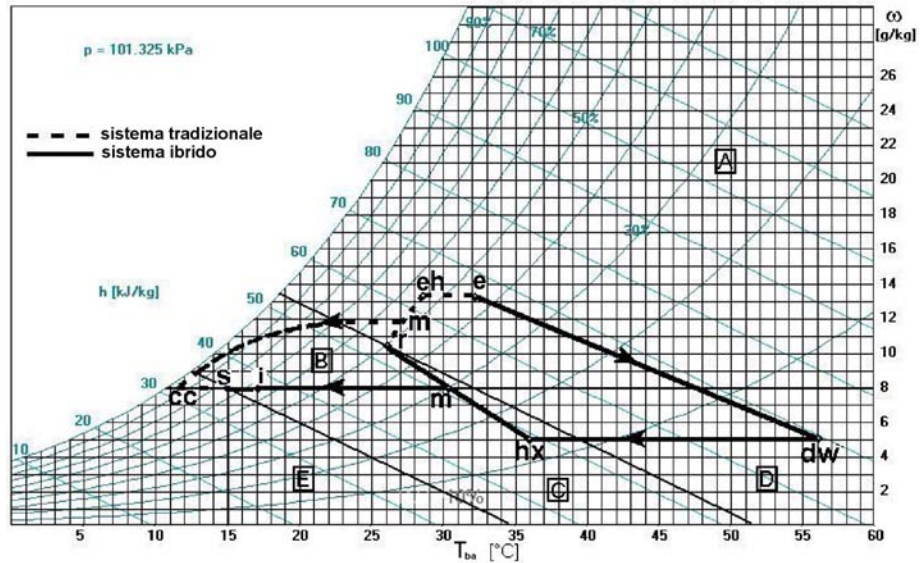


Figura 6.8 – trattamenti dell'aria di processo per la zona A per il sistema tradizionale e per l'ibrido (con IEC disabilitato)

Sistema Ibrido: la portata di ventilazione (e) è deumidificata nella DW fino a dw, raffreddata fino a T_{hx} per mezzo dello scambiatore sensibile HTX, miscelata con la portata d'aria di ricircolo (r) in modo da ottenere ω_i . L'aria così miscelata (m) è raffreddata fino a s per mezzo della BF, infine riscaldata fino allo stato di immissione i a seguito del riscaldamento attraverso ventilatore e condotti di mandata. Se lo IEC è attivo, la portata di ventilazione è raffreddata con lo IEC, invece del semplice HTX, dopo la deumidificazione.

6.1.2 Risultati

Per valutare i risparmi nell'esercizio ottenibili usando sistemi essiccanti rispetto al tradizionale sistema ad aria, sono stati valutati i carichi termici di un retail store per mezzo di DOE e DesiCalcTM. Le caratteristiche principali dell'edificio sono:

- carichi dovuti a illuminazione e altre apparecchiature elettriche (dipendenti dal tempo): 13 W/m^2 e 9 W/m^2 ;
- livello di occupazione [11], dipendente dal tempo: 0.25 persone/m^2 ;
- portata d'aria esterna [17]: $6.5 \text{ l/(s·persona)}$;

- infiltrazioni: 0.3 ricambi / ora;
- edificio a una zona, altezza: 4 m, area $\approx 400 \text{ m}^2$, volume $\approx 1600 \text{ m}^3$; le altre dimensioni e valori di U sono riportati in tab.6.1 [12].

Tabella 6.1: dimensioni e trasmittanze dell'edificio commerciale

	Area [m^2]		U [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
Parete nord	94.6	(149.6)	0.539
Parete est	67.5	(106.9)	0.539
Parete ovest	67.5	(106.9)	0.539
Parete sud	62.2	(98.2)	0.539
Finestre a sud	32.4	(51.4)	2.65

Il consumo di energia estivo e i costi di esercizio per il ST e i sistemi essiccanti (DWHS and PTGSD) sono stati valutati per mezzo di tre codici per due località italiane (Roma e Milano), come riportato nelle tabelle 6.2 e 6.3. In queste tabelle sono mostrati anche: a) i risparmi di esercizio ottenibili (RC) e quelli (RE) ottenibili nel caso in cui l'energia termica di rigenerazione per i sistemi essiccanti e l'energia termica di post riscaldamento per il ST siano gratuite, perchè provenienti da cascami termici (i risparmi RC ed RE sono espressi come percentuale rispetto al ST); b) la potenza termica di raffreddamento (CP) richiesta dalla BF e la variazione percentuale (ΔCP) rispetto al sistema tradizionale; c) il numero di ore di esercizio (NCH) durante le quali il sistema non è in grado di mantenere in ambiente $T_{\text{ba}}=25\pm 1^\circ\text{C}$ o U.R.=40-60%, espresso anche come percentuale delle ore di esercizio totali. DesiCalcTM fornisce quest'ultima informazione per tutto l'anno, così abbiamo considerato come NCH solo le ore in cui $T_{\text{ba,r}} > 26^\circ\text{C}$ e U.R._r > 60%.

Si è giunti ai seguenti risultati:

- i costi di esercizio totali Ct riferiti al ST sono molto simili considerando DTPE (U.R._r=55%), DesiCalcTM e DOE; anche i Ct riferiti al sistema essiccante sono molto simili considerando il DTPE (con U.R._r=55%) e

DesiCalcTM; quando U.R._r è fissata al 50%, i costi forniti dal DTPE sono leggermente più alti rispetto a DesiCalcTM (per il sistema tradizionale e essiccante) e al DOE (per il ST), per via della costanza del set-point interno in DTPE;

- i risparmi nei costi di esercizio (RC) del sistema essiccante implementato in DesiCalcTM rispetto a quello tradizionale sono circa il 5-8 % per il DWHS senza IEC e il 17-25 % per il DWHS con IEC; in DTPE questi risparmi crescono fino al 6-17% per DWHS senza IEC e 22-30% per DWHS con IEC, per via della T_{rig} più bassa della DW; i risparmi nei costi di esercizio più alti (30-35%) si ottengono usando il sistema DOE-PTGSD, in virtù sia della T_{rig} più bassa che della mancanza della BF; in fig. 6.9 è riportato RC per vari sistemi essiccanti, per Roma e Milano;

- se l'energia termica di rigenerazione per i sistemi essiccanti e l'energia termica di post riscaldamento per il ST fossero gratuite, perchè provenienti da cascami termici⁵⁹, si dovrebbe pagare solo l'energia elettrica, e così i risparmi (RE) arriverebbero al 22-34% per il DWHS senza IEC e al 35-47% per il DWHS con IEC; RE raggiunge l'82-87% considerando i sistemi DOE (il sistema PTGSD non richiede energia elettrica per il raffreddamento);

- la riduzione della potenza termica di raffreddamento (Δ CP) dei sistemi essiccanti rispetto al ST è di circa il 14-28 % per il DWHS senza IEC, 36-52 % per DWHS con IEC;

- RC, RE e Δ CP crescono utilizzando lo IEC per il sistema essiccante di DesiCalcTM e DTPE;

- i sistemi essiccanti controllano bene, in ogni condizione, U.R. e T_{ba} interni; infatti, il numero di ore di esercizio (NCH) in cui i sistemi non sono

⁵⁹ Ciò è più probabile per basse T_{rig}.

in grado di mantenere all'interno $T_{ba}=25\pm1^{\circ}\text{C}$ o U.R.=40-60% è meno dell'8% per i sistemi essiccanti, mentre raggiunge il 12.4% per il ST (il rapporto tra carico sensibile e totale della BF, quasi sempre maggiore di 0.75, talvolta non permette il controllo di alti carichi latenti). Si può osservare che NCH è minore del 7% per il sistema PTGSD, anche se ivi non è presente una BF.

Tabella 6.2 – costi di esercizio per un retail store, Roma, 400 m², RST_{medio}=0.82

DesiCalc™ U.R._r=45-55% Q_{tot}=25.1 kW

	ST 6'747 m³/h							DWHS 6'427 m³/h									DWHS with IEC 6'407 m³/h										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25	39.6	15'638	14'588	1'814	217	2'031	181-12.4%	33.2	16.2	11'423	40'678	1'325	606	1'931	109-7.4%	27	4.9	22.4	43.4	9'964	35'210	1,156	524	1'680	114-7.8%	36	17.3

PowerDOE T_{s,min}=15°C 6'245 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST U.R. _r =45-55%							PTGSD U.R. _{r,max} =55%									
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	KW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25 ±0.1	39.9	15'100	14'965	1'752	223	1'974	57-3.9%	-	-	2'676	71'796	310	1'069	1'379	77-5.3%	82	30.1

DTPE U.R._r=50% T_{s,min}=15°C 6'094 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST							DWHS									DWHS with IEC										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	KW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25	42.3	17'762	32'953	2'060	491	2'551	-	30.4	28.1	12'465	58'505	1'446	871	2'317	20-1.4%	30	9.2	20.4	51.8	9'978	50'435	1'157	751	1'908	20-1.4%	44	25.2

DTPE U.R._r=55% T_{s,min}=15°C 6'610 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST							DWHS									DWHS with IEC										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h·%	KW	%	kWh	MJ	€	€	€	h·%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h·%	%	%
25	38.7	15'455	19'226	1'793	286	2'079	-	30.0	22.5	12'045	36'903	1'397	549	1'947	18-1.2%	22	6.4	20.8	46.2	10'084	31'103	1'170	463	1'633	18-1.2%	35	21.5

Tabella 6.3 – costi di esercizio per un retail store, Milano, 400 m², RST_{medio}=0.79

DesiCalc™ U.R._r=45-55% Q_{tot}=25.1 kW

	ST 6'747 m³/h							DWHS 6'427 m³/h									DWHS with IEC 6'407 m³/h										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25	36.6	15'342	24'152	1'780	360	2'139	94-6.4%	31.6	13.7	11'142	44'875	1'292	668	1'961	40-2.7%	27	8.4	23.6	35.5	9'089	36'458	1'054	543	1'597	43-2.9%	41	25.3

PowerDOE T_{s,min}=15°C 6'245 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST U.R. _r =45-55%							PTGSD U.R. _{r,max} =55%									
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	KW	kWh	MJ	€	€	€	h·%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h·%	%	%
25 ±0.1	41.4	16'325	24'369	1'894	363	2'257	40-2.7%	-	-	2'080	81'965	241	1'220	1'462	103-7.0%	87	35.2

DTPE U.R._r=50% T_{s,min}=15°C 6'094 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST							DWHS									DWHS with IEC										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	KW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25	38.7	17'157	45'338	1'990	675	2'665	-	30.4	21.4	11'371	60'197	1'319	896	2'215	0	34	16.9	21.2	45.2	9'167	53'158	1'063	791	1'855	0	47	30.4

DTPE U.R._r=55% T_{s,min}=15°C 6'610 m³/h Q_{tot}=26.1 kW

	ST							DWHS									DWHS with IEC										
T _r	CP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC	CP	ΔCP	E	gas	Ce	Cg	Ct	NCH	RE	RC
°C	kW	kWh	MJ	€	€	€	h-%	KW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%	kW	%	kWh	MJ	€	€	€	h-%	%	%
25	35.4	15'147	31'246	1'757	465	2'222	-	29.6	16.4	11'200	39'766	1'299	592	1'891	0	26	14.9	21.6	39.0	9'499	34'566	1'102	515	1'617	0	37	27.3

RC [%]

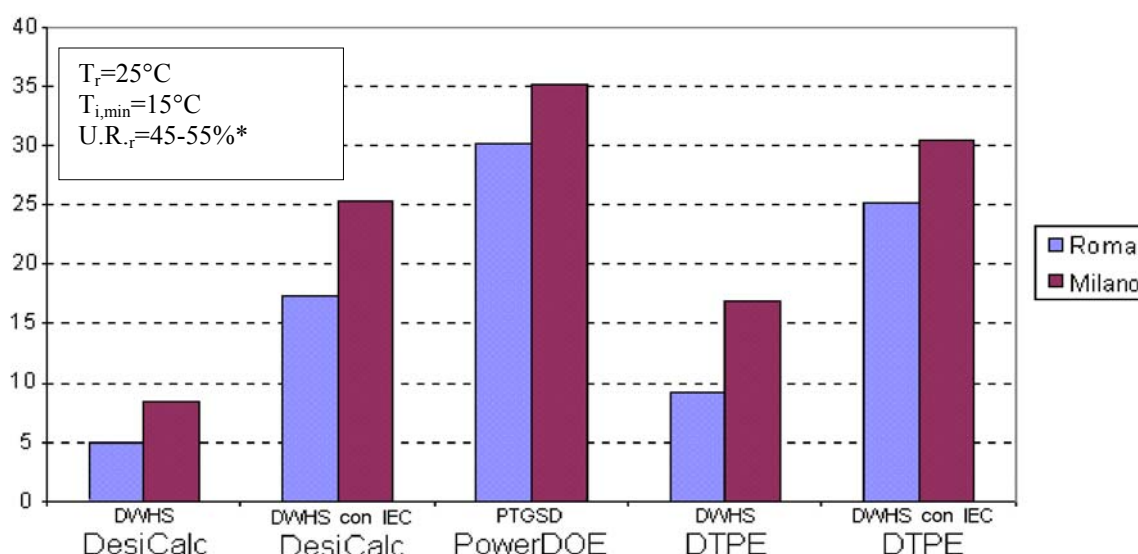


Figura 6.9 – risparmi RC dei vari sistemi essiccanti rispetto al sistema tradizionale per Roma e Milano. Per DesiCalc: $U.R._r = 45-55\%$, per PTGSD: $U.R._{\max} = 55\%$, per DTPE: $U.R._r = 50\%$

In fig. 6.10 è mostrata la distribuzione della T_{rig} durante l'esercizio, per Roma (curve simili si sono ottenute per Milano), per il sistema essiccante del DTPE con o senza IEC. Si può osservare che il valore medio T_{rig} è circa 52°C quando $U.R._r = 50\%$ e 44°C quando $U.R._r = 55\%$; inoltre, il valore corrente raramente è maggiore di, rispettivamente 70°C e 64°C , così si può prendere in considerazione l'uso di cascami termici per la rigenerazione.

In fig. 6.11 sono riportati i risparmi nei costi di esercizio RC ed RE per il sistema PTGSD, particolarmente interessante, per varie località italiane (le condizioni di progetto esterne sono desunte dalla UNI 10339). RC risulta compreso tra il 20% e il 35%, RE tra l'80% e il 90%.

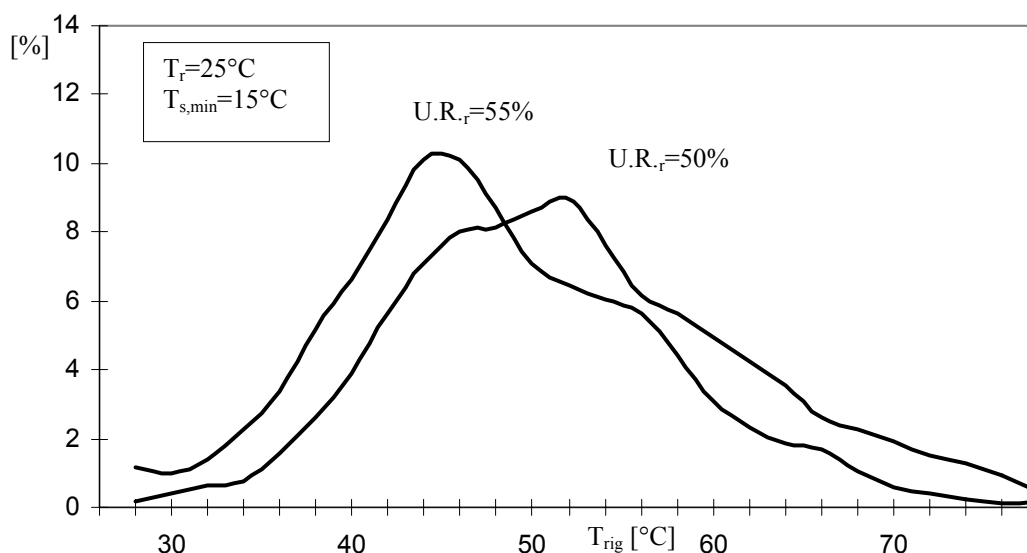


Figura 6.10 - distribuzione dei valori della temperatura di rigenerazione richiesta durante l'esercizio, per Roma, sistema essiccante del DTPE

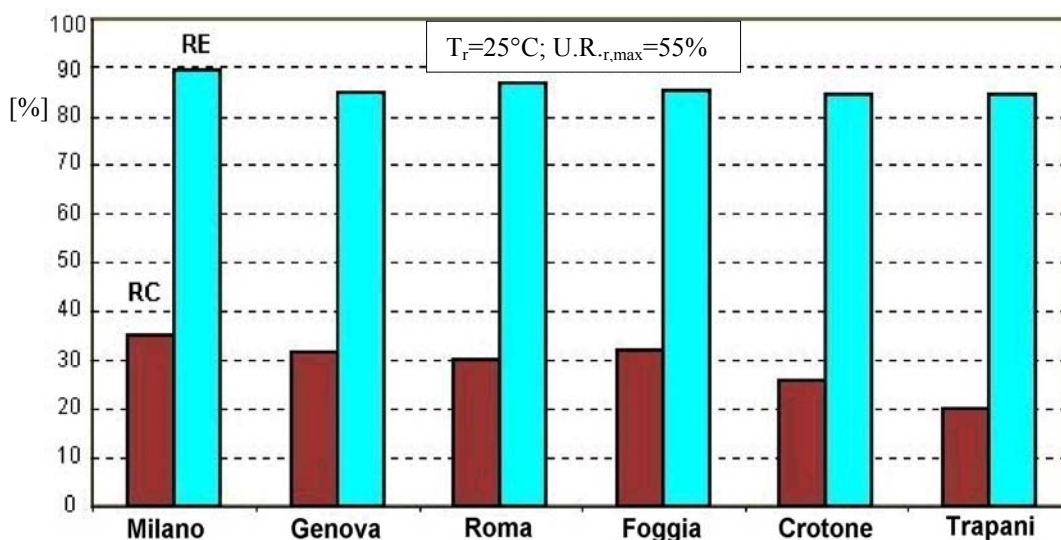


Figura 6.11 – risparmi dei costi di esercizio del sistema PTGSD rispetto al sistema tradizionale del PowerDOE per varie località italiane

Per quanto riguarda il costo iniziale del sistema essiccante, questo è generalmente maggiore rispetto al ST, pertanto si richiede un'analisi costi-benefici per valutare la convenienza dell'investimento. Comunque, è utile osservare che la tecnologia essiccante applicata ai sistemi HVAC per edifici commerciali è una tecnica innovativa, per cui i costi delle apparecchiature cambiano piuttosto rapidamente. Ad ogni modo, con riferimento al mercato italiano, i costi attuali della

DW e dell'IEC portano a un “simple pay-back” del DWHS pari a circa 5 anni per Milano e 7 per Roma, in base a: a) sovracosto del bruciatore a gas e della BC rispetto al ST; b) risparmio dovuto alla ridotta taglia dell'impianto di refrigerazione. Anche considerando il sistema PTGSD confrontato con un roof-top tradizionale come descritto nelle sezioni precedenti, si è ottenuto un pay-back di circa 5 anni per Milano e 7 per Roma. Se si considerano ruote essiccanti a potenza leggermente ridotta, il pay-back raggiunge valori più bassi ancora, vicini a 3-4 anni, sia per il DWHS con IEC che per il sistema PTGSD (ovviamente il numero di ore durante le quali i carichi latenti non sono completamente bilanciati aumenta leggermente).

6.1.3 Conclusioni

Si sono ottenuti i risparmi nei costi di esercizio per un ST e per vari sistemi essiccanti, usando tre distinti codici di calcolo.

Dai risultati riferiti ad un retail store ($RST_{medio} \approx 0.8$), per due località italiane in condizioni estive, si possono trarre le seguenti conclusioni:

- considerando lo stesso sistema, i risultati ottenuti dai tre codici sono molto simili;
- i risparmi nei costi di esercizio (RC) del sistema essiccante rispetto al ST sono interessanti, fino al 35%;
- se l'energia termica di rigenerazione e l'energia termica di post riscaldamento provenissero da cascami termici, i risparmi (RE) aumenterebbero fino al 87%;
- la DW con materiali essiccanti innovativi, usati per DOE e DTPE, permettono una T_{rig} (quasi sempre minore di $70^{\circ}C$) più bassa rispetto alle ruote tradizionali (T_{rig} maggiore di $80-100^{\circ}C$), come quelle considerate in DesiCalcTM. Di conseguenza tali ruote permettono una riduzione

dell'energia termica richiesta per la rigenerazione e dell'energia termica totale richiesta, e promuovono lo sfruttamento dei cascami termici;

- i sistemi essiccanti controllano bene, in ogni condizione, U.R. e T_{ba} interni;
- il sistema DOE-PTGSD è un sistema essiccante particolarmente interessante e innovativo, che presenta un alto risparmio energetico, con una buona capacità di mantenere il benessere termico interno;
- la potenza termica di raffreddamento si riduce (fino al 52%) rispetto al ST;
- i risparmi nei costi di esercizio e la riduzione della potenza di raffreddamento aumentano usando lo IEC nei sistemi essiccanti;
- i risparmi nei costi di esercizio ottenibili con i sistemi essiccanti dipendono anche da:
 - condizioni climatiche della località considerata;
 - dati prestazionali della DW;
- i costi di esercizio dipendono anche dalle tariffe elettriche e del gas locali, che possono subire variazioni anche forti;
- i costi iniziali dei sistemi essiccanti sono generalmente maggiore rispetto al ST; considerando i costi attuali del mercato italiano (si noti che i costi delle apparecchiature sono in corso di rapido aggiornamento), si è ottenuto un “simple pay-back” di circa 5-7 anni sia per il sistema PTGSD che per il DWHS con IEC. Se si considerano ruote essiccanti a potenza leggermente ridotta, il pay-back raggiunge valori più bassi ancora, vicini a 3-4 anni.

6.2 TEATRO

6.2.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica

Al fine di valutare i risparmi energetici ed economici ottenibili usando un sistema ibrido con ruota essiccante rispetto ad un sistema convenzionale, si è utilizzato il programma DesiCalc, descritto nel par.5.2. Le simulazioni sono state eseguite adottando opportune ipotesi, di seguito esplicitate.

1. Singolo condotto e portata d'aria costante (sia per il sistema tradizionale che per l'ibrido);
2. condizioni stazionarie per ogni ora di calcolo: temperatura e U.R. dell'aria esterna cambiano ogni ora assumendo valori dai file climatici TRY delle città italiane considerate;
3. carico termico variabile durante l'esercizio;
4. talvolta il carico latente è tale da richiedere il post riscaldamento nel sistema tradizionale;
5. caratteristiche della ruota essiccante
 - materiale: gel di silice;
 - $T_{rig} = 88-149^{\circ}\text{C}$;
 - regolazione mediante variazione della portata di rigenerazione;
 - rapporto variabile tra le portate d'aria di processo e di rigenerazione;
 - velocità dell'aria di processo attraverso la ruota: 3.6 m/s.

Caratteristiche degli impianti di climatizzazione

Per valutare i costi di esercizio, oltre a queste 5 ipotesi, si è assunto quanto segue:

- Condensatore raffreddato ad aria, senza recupero del calore;

- COP medio stagionale del gruppo frigorifero:
 - COP=3 per il ST,
 - COP=4 per il DWHS;
- il post riscaldamento estivo (per il ST) e il riscaldamento invernale (per il DWHS) è ottenuto attraverso l'acqua calda proveniente da una caldaia a gas avente un rendimento medio stagionale pari a: $\eta=80\%$;
- umidificatore a vapore;
- presenza di economizzatore entalpico;
- efficienza dello scambiatore di calore: 67%;
- il costo medio dell'energia elettrica si riferisce a tariffe attualmente in vigore in Italia;
- il costo medio del gas si riferisce a tariffe attualmente in vigore in Italia;
- equivalenze energetiche: per l'energia elettrica, $0.23 \cdot 10^{-3}$ tep corrispondono a 1 kWh; per i combustibili gassosi, 0.0232 tep corrispondono a 1 MBtu ($\cong 1055$ MJ);
- condizioni di progetto esterne:
 - DB 1%-MCWB (Dry Bulb temperature 1% - Mean Coincident Wet Bulb temperature) per il ST,
 - DP 1%-MCDB (Dew Point temperature 1% - Mean Coincident Dry Bulb temperature) per il DWHS;
- condizioni di progetto interne:
 - in inverno: $T_{ba} \approx 20^{\circ}\text{C}$, U.R.= min. 40%;
 - in estate: $T_{ba} \approx 26^{\circ}\text{C}$, U.R.= max 60%.

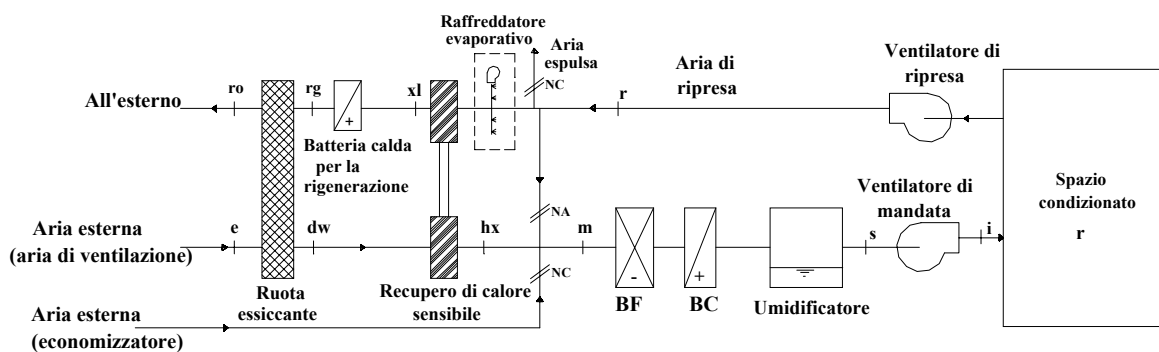


Figura 6.12 - Post-Cool Sensible Relief Air Heat Exchanger (con o senza raffreddatore evaporativo)

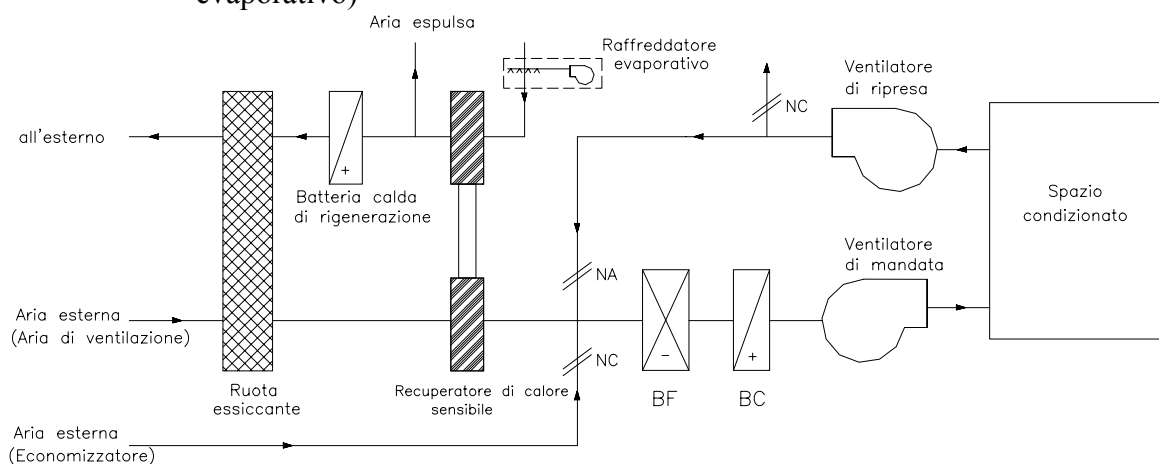


Figura 6.13 - Post-Cool Sensible Outside Air Heat Exchanger (con o senza raffreddatore evaporativo)

Caratteristiche dell'edificio

Il codice del DesiCalc utilizza i carichi termici, valutati ora per ora, di un edificio adibito a teatro (area di 1200 m²), ottenuti tramite il software di base che lo supporta, cioè il DOE [3]. Le principali caratteristiche degli edificio sono:

- carichi elettrici dovuti all'illuminazione e ad altre apparecchiature elettriche: rispettivamente 11 W/m² e 22 W/m²;
- livello di occupazione (dalla norma UNI 10339) [11]: 1.5 persone/m²;
- portata di aria esterna (dalla norma UNI 10339) [11]: 5.5 l/(s·persona);
- infiltrazioni: 0.1 ricambi/ora;
- quattro zone: altezza media = 7 m;

- si considera un andamento del livello di occupazione che prevede l'apertura del teatro al pubblico dalle 19 alle 23.

6.2.2 Risultati

Con queste assunzioni, sono stati valutati i costi e i consumi energetici totali annuale per il sistema tradizionale (ST) e per quello ibrido (tabb. 6.4-6.6). In queste tabelle sono rappresentati: i) i risparmi ottenibili (RC), anche in termini di energia primaria (REP), espressi come percentuale rispetto al sistema tradizionale; ii) la potenza elettrica richiesta (P); iii) il numero di ore nelle quali il sistema non è in grado di mantenere una U.R. interna minore o uguale al 60%, espresso anche in percentuale rispetto al totale delle ore di funzionamento annue.

La tab.6.4 si riferisce a un teatro di 1200 m² con le condizioni climatiche di Roma (tariffe elettriche indipendenti dal tempo, tariffe del gas per grande terziario). I risparmi ottenibili sono tra il 23% e il 38%. Si arriva al 38% sia con la configurazione “Post-cool sensible relief air heat exchanger with evaporative cooler” (fig.6.12 con evaporative cooler, sul lato di rigenerazione, abilitato), che con la configurazione “Post-cool sensible outdoor air heat exchanger with evaporative cooler” (fig.6.13 con evaporative cooler, sul lato di rigenerazione, abilitato), con sistema roof-top. Ad ogni modo, per tutte le configurazioni, con opzione roof-top, si sono ottenuti risparmi maggiori del 35%. I risparmi di energia primaria seguono lo stesso andamento di quelli relativi ai costi di esercizio. Inoltre, la riduzione della potenza elettrica richiesta è maggiore, in particolare nel caso del sistema (riduzioni del 44-50%). Per quanto riguarda le ore di discomfort, il sistema ibrido, a differenza del tradizionale, controlla perfettamente l'U.R. interna in ogni condizione.

Per finire, le tabb.6.5 e 6.6 mostrano come i risparmi ottenibili con il sistema ibrido aumentano (fino a un massimo del 45%) all'aumentare del livello di

occupazione (tab.6.5) e della portata d'aria esterna richiesta per persona (tab.6.6). Con riferimento al sistema “Roof-top post-cool sensible relief air exchanger with evaporative cooler”, sono esposti risultati più dettagliati in fig.6.14. In fig.6.14 sono poi diagrammati i risparmi economici RC rispetto alla portata d'aria esterna usando il livello di occupazione come parametro. Vale la pena di osservare l'aumento sensibile di RC con l'aumentare della portata, in particolare per i più comuni livelli di occupazione. Tale tendenza conferma la predisposizione del sistema ibrido a trattare alti carichi latenti dovuti all'aumento della portata d'aria esterna richiesta e del livello di occupazione.

I risultati delle tabb.6.4-6.6 mostrano una considerevole dispersione dei valori di RC al variare della configurazione del sistema ibrido. Poiché tale variazione non dà luogo a una tendenza definita, si raccomanda di analizzare le varie configurazioni possibili per individuare quale sia in grado di fornire il massimo risparmio.

Tabella 6.4 - consumi energetici e costi di esercizio totali per un teatro (1'200 m²; Roma; 1.5 persone/m²; 5.5 l/(s-persona) da UNI 10339)

	ST		SISTEMA IBRIDO									
	Central	Rooftop	Central					Rooftop				
			Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)	Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)
Elettricità [kWh]	269'016	266'799	157'625	140'436	135'237	128'866	121'225	167'138	157'513	152'167	132'317	124'507
Gas [MJ]	749'050	1'461'175	1'076'100	1'045'505	1'053'945	1'282'880	1'314'530	956'885	1'014'910	1'023'350	1'286'045	1'321'915
Ce [€]	29'475	28'991	17'379	15'653	15'040	14'283	13'460	18'331	17'238	16'664	14'465	13'614
Cg [€]	7'894	15'388	11'328	10'998	11'090	13'505	13'847	10'079	10'674	10'771	13'544	13'922
Ct [€]	37'369	44'279	28'707	26'651	26'130	27'788	27'307	28'410	27'912	27'435	28'009	27'536
RC [%]			23.2	28.7	30.1	25.6	26.9	35.8	37.0	38.0	36.7	37.8
REP [%]			23.8	29.7	31.0	26.6	28.0	36.4	37.4	38.6	37.4	38.5
P [kW]	204	119	113 (44.6 %) ¹	115 (43.6 %)	111 (45.6 %)	103 (49.5 %)	92 (54.9 %)	104 (12.6 %)	104 (12.6 %)	101 (15.1 %)	89 (25.2 %)	81 (31.9 %)
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'859 (21.2 %)*	1'702 (19.4 %)	51 (0.6 %)	44 (0.5 %)	44 (0.5 %)	45 (0.5 %)	46 (0.5 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	10 (0.1 %)	10 (0.1 %)

¹ Percentuale di riduzione della richiesta di potenza rispetto al sistema tradizionale

*Percentuale di ore di discomfort rispetto al totale (8'760 ore)

Figura 6.14 - risparmi economici per un teatro (1200 m²; Roma) in funzione di portata d'aria esterna e livello di occupazione, ottenuti confrontando il costo d'esercizio totale del sistema "Roof-top post-cool sensible relief air heat exchanger, with evaporative cooler" con il sistema Roof-top tradizionale.

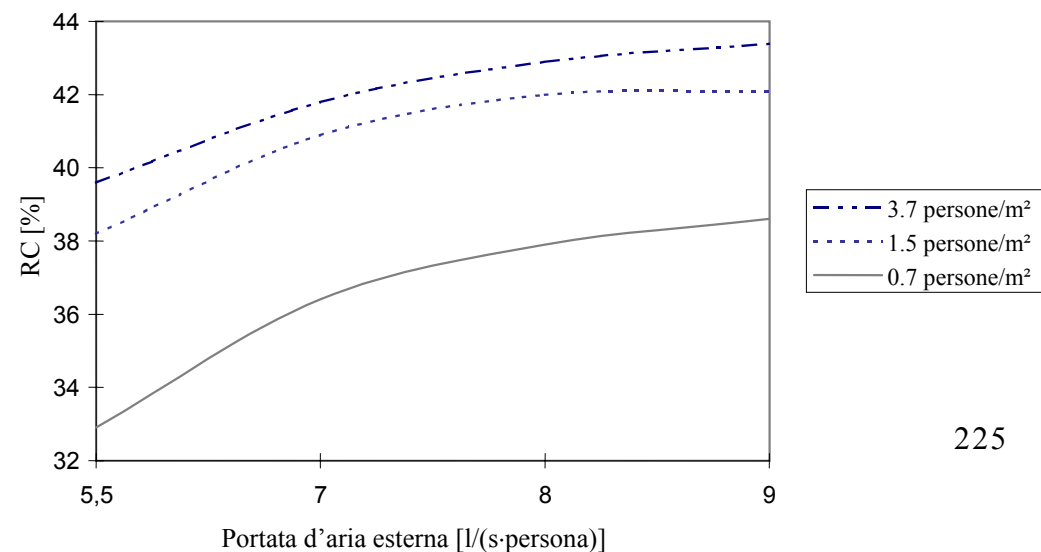


Tabella 6.5 - costi di esercizio totali per un teatro (1'200 m²; Roma; 5.5 l/(s-persona) da UNI 10339); risultati ottenuti per differenti valori di occupazione

	ST		SISTEMA IBRIDO									
	Central	Rooftop	Central					Rooftop				
			Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)	Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)
0.7 persone/m²												
Ct [€]	21'715	24'913	17'311	16'262	16'052	16'739	16'566	17'225	16'980	16'768	16'925	16'768
RC [%]			20.3	25.1	26.1	22.9	23.7	30.9	31.8	32.7	32.1	32.7
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'733 (19.8 %)	1'750 (20.0 %)	1 (0.01 %)	1 (0.01 %)	1 (0.01 %)	1 (0.01 %)	1 (0.01 %)	0	0	0	0	0
1.5 persone/m²												
Ct [€]	37'369	44'279	28'707	26'651	26'130	27'788	27'307	28'410	27'912	27'435	28'009	27'536
RC [%]			23.2	28.7	30.1	25.6	26.9	35.8	37.0	38.0	36.7	37.8
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'859 (21.2 %)	1'702 (19.4 %)	51 (0.6 %)	44 (0.5 %)	44 (0.5 %)	45 (0.5 %)	46 (0.5 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	10 (0.1 %)	10 (0.1 %)
3.7 persone/m²												
Ct [€]	79'667	95'120	60'217	55'481	54'229	58'187	56'701	59'688	58'645	57'421	58'956	57'582
RC [%]			24.4	30.4	31.9	27.0	28.8	37.2	38.3	39.6	38.0	39.5
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'897 (21.6 %)	1'678 (19.1 %)	164 (1.9 %)	146 (1.7%)	148 (1.7 %)	150 (1.7 %)	160 (1.8 %)	56 (0.6 %)	44 (0.5%)	45 (0.5 %)	83 (0.9 %)	90 (1.0 %)

Tabella 6.6 - costi di esercizio totali per un teatro (1'200 m²; Roma; 1.5 persone/m²) - risultati ottenuti per differenti valori di portata d'aria esterna

	ST		SISTEMA IBRIDO									
	Central	Rooftop	Central					Rooftop				
			Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)	Pre-cool	Post-cool relief	Post-cool relief (with evap.cooling)	Post-cool outdoor	Post-cool outdoor (with evap.cooling)
5.5 l/(s-persona)												
Ct [€]	37'369	44'279	28'707	26'651	26'130	27'788	27'307	28'410	27'912	27'435	28'009	27'536
RC [%]			23.2	28.7	30.1	25.6	26.9	35.8	37.0	38.0	36.7	37.8
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'859 (21.2 %)	1'702 (19.4 %)	51 (0.6 %)	44 (0.5 %)	44 (0.5 %)	45 (0.5 %)	46 (0.5 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	5 (0.06 %)	10 (0.1 %)	10 (0.1 %)
8 l/(s-persona)												
Ct [€]	53'477	60'054	34'468	34'473	33'813	37'494	36'883	34'024	35'385	34'675	36'758	36'102
RC [%]			35.5	35.5	36.8	29.9	31.0	43.3	41.0	42.3	38.8	39.9
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1'316 (15.0 %)	1'498 (17.1 %)	60 (0.7 %)	59 (0.7%)	57 (0.6 %)	57 (0.6 %)	56 (0.6 %)	10 (0.1 %)	10 (0.1 %)	10 (0.1 %)	31 (0.3 %)	29 (0.3 %)
9 l/(s-persona)												
Ct [€]	59'514	65'384	37'173	37'852	37'143	41'700	41'115	36'385	38'568	37'865	39'950	39'230
RC [%]			37.5	36.4	37.6	30.0	31.0	44.3	41.0	42.4	38.9	40.0
Discomfort (ore con U.R.>60%)	1148 (13.1 %)	1'422 (16.2 %)	61 (0.7 %)	59 (0.7 %)	58 (0.7 %)	58 (0.7 %)	60 (0.7 %)	12 (0.1 %)	11 (0.1 %)	11 (0.1 %)	38 (0.4 %)	37 (0.4 %)

6.2.3 Conclusioni

Riferendosi ai costi di esercizio, utilizzando il software DesiCalcTM, si sono confrontate diverse configurazioni con ruota essiccante con un impianto tradizionale, allo scopo di valutare i risparmi annuali ottenibili, in condizioni climatiche italiane, per un edificio adibito a teatro. Con questo obiettivo, si è utilizzato un file contenente dati climatici orari europei (TRY), opportunamente elaborati.

Per la città di Roma, si sono ottenuti i risparmi maggiori, valutati tra il 23% e il 43%.

La potenza elettrica richiesta è decisamente inferiore a quella del sistema tradizionale (fino al 55%); inoltre, il numero di ore all'anno durante le quali il sistema tradizionale non controlla efficacemente l'U.R. interna è molto maggiore rispetto a quanto è in grado di fare il sistema ibrido.

Si può concludere quanto segue:

i risparmi energetici ottenibili usando i sistemi ibridi con ruota essiccante dipendono da:

- condizioni climatiche del sito considerato;
- tipo di configurazione del sistema ibrido;
- carichi latenti dovuti a portata d'aria esterna richiesta e livello di occupazione;
- prestazioni della ruota essiccante utilizzata;

I risparmi economici dipendono in modo significativo dalle tariffe energetiche locali, molto variabili da nazione a nazione e, per quanto riguarda il gas, anche da città a città.

Il costo di installazione del sistema ibrido con ruota essiccante è generalmente maggiore rispetto al sistema tradizionale, per cui andrebbe

condotta un'analisi costi-benefici per valutare la convenienza dell'investimento. Tale studio, che richiede un'accurata indagine di mercato per la determinazione dei costi delle apparecchiature e della loro installazione, è stato condotto per gli altri due casi di studio (retail store e supermercato). Valori accettabili del pay-back potrebbero ottenersi usando ruote più efficienti di quelle utilizzate in questo caso. Infatti, le ruote con materiali essiccanti innovativi [4, 13] permettono di mantenere la temperatura di rigenerazione (40-60°C) a valori significativamente più bassi rispetto alle ruote tradizionalmente utilizzate (temperatura di rigenerazione maggiore di 80°C), come quella simulata dal software DesiCalcTM. Di conseguenza tali ruote permettono una riduzione dell'energia termica di rigenerazione richiesta, consentendo anche l'utilizzo di cascami termici.

6.3 SUPERMERCATO

Nei supermercati la climatizzazione è necessaria sia per il benessere degli occupanti sia per il corretto funzionamento dei banchi frigoriferi aperti, ben funzionanti solo se l'umidità dell'aria ambiente è mantenuta bassa. Per i supermercati risulta atipico il rapporto tra le componenti sensibile e latente del carico termico ambiente, per la presenza dei banchi frigoriferi aperti che riducono sostanzialmente il carico sensibile ed in misura minore quello latente [14]. La riduzione del carico sensibile dipende dal numero e dal tipo di banchi [15], ma in media si stima tra il 40% ed il 65% del carico sensibile complessivo [16]. Nonostante non vi sia uniformità di opinioni al riguardo [16], si ritiene di solito opportuno ridurre la potenzialità della macchina frigorifera per la climatizzazione, per evitare inutili sovra-costi e difficoltà a mantenere la temperatura di comfort in ambiente. Lo sbilanciamento del rapporto RST (rapporto sensibile/totale) è ulteriormente spostato a favore della componente latente in conseguenza dei moderni criteri di progettazione energeticamente efficiente degli involucri edilizi e degli impianti tecnologici asserviti. E' chiaro quindi che se la deumidificazione è realizzata con una batteria di raffreddamento tradizionale, risulta indispensabile il suo sovradimensionamento, nonché il successivo post riscaldamento dell'aria trattata, con notevole dispendio energetico ed economico.

Una possibile soluzione consiste nel ricorrere ad impianti di climatizzazione ibridi con deumidificazione mediante ruota essiccante: l'aria da trattare, detta aria di processo, attraversa una ruota contenente una matrice impregnata di materiale adsorbente caratterizzato da forte affinità nei confronti del vapore d'acqua. La temperatura dell'aria di processo cresce e l'umidità specifica decresce. L'aria di processo è successivamente raffreddata

usando uno o più dei seguenti componenti: una batteria fredda, un raffreddatore evaporativo indiretto (IEC), un recuperatore di calore [17-19]. Una porzione della ruota è investita da aria calda, detta aria di rigenerazione, che ripristina l'attitudine del materiale ad adsorbire. Questo processo, che richiede quindi principalmente energia termica (e non meccanica), offre numerosi vantaggi [2, 10, 12, 20], tra cui:

- f) il carico latente e quello sensibile sono controllabili separatamente;
- g) il gruppo frigorifero a compressione di vapore dell'impianto di climatizzazione ibrido, che bilancia il carico sensibile, avrà una taglia significativamente inferiore (a cui corrisponde una diminuzione del suo costo e della potenza elettrica impegnata), ed un COP maggiore (a cui corrisponde una diminuzione dell'energia elettrica consumata) dovendo raffreddare ad un livello termico più alto;
- h) può essere ottenuto un consistente risparmio energetico, soprattutto per quanto riguarda l'insieme dei banchi frigoriferi: a tal fine il sistema deumidificante per adsorbimento, che bilancia il carico latente, può utilmente impiegare la potenza di condensazione del gruppo frigorifero a compressione o eventuali cascami di energia termica disponibile per preriscaldare l'aria di rigenerazione, riducendo la potenzialità termica necessaria [21];
- i) i sistemi riscaldanti anti-condensa possono essere eliminati o ridotti;
- j) risulta migliore il controllo dell'umidità in ambiente.

E' bene osservare che i carichi sensibile e latente indotti dall'aria di rinnovo non sono usualmente in fase; spesso nelle ore in cui la temperatura esterna si abbassa significativamente rispetto a quella di progetto, l'umidità mostra una tendenza opposta. Il sistema con ruota essiccante è idoneo a funzionare correttamente in queste circostanze, peraltro molto frequenti per il

clima italiano [22]: infatti, la sezione deumidificante sarà chiamata dalla sonda di umidità ad una più profonda azione, mentre il gruppo frigorifero modulerà in diminuzione la potenza erogata. Invece, l'impianto di climatizzazione tradizionale si troverà in questi casi a dover gestire esigenze contrapposte: quella connessa al controllo dell'umidità, che richiede una temperatura di batteria inferiore, e quella connessa al controllo della temperatura, che richiede una temperatura dell'aria di immissione maggiore. Il risultato è che aumentano sia la potenza di refrigerazione che quella per il postriscaldamento. Va osservato che, nelle condizioni più severe di carico parziale, il sistema tradizionale, se non opportunamente dimensionato e regolato, può perdere il controllo dell'umidità⁶⁰. L'aumento dell'umidità in ambiente ha conseguenze negative di rilievo [16, 24-26]:

- a) aumenta il carico imposto ai banchi frigoriferi (la potenza elettrica richiesta dai banchi aumenta al crescere della temperatura di rugiada del locale [16]) e quindi il loro costo di esercizio (di circa l'1.8% per ogni grado di aumento della temperatura di rugiada [19, 27]), come anche quello dei riscaldatori elettrici anti-condensa [21];
- b) a causa della formazione di brina, sono richiesti più lunghi periodi di sbrinamento, si abbrevia la vita dei beni esposti, la loro visibilità ed il loro aspetto peggiorano [28], i contenitori di carta si deteriorano rendendo illeggibili le etichette; inoltre, i lunghi periodi di sbrinamento inficiano la sicurezza dei generi alimentari surgelati: la normativa statunitense [29], ad esempio, prevede una temperatura superficiale massima di 5°C, perché valori superiori consentono una più prolifica riproduzione batterica [30];

⁶⁰ Si fa implicitamente riferimento al valore medio di umidità nel supermercato; in realtà, l'umidità relativa nell'ambito del supermercato cambia in modo significativo, con variazioni fino al 20% [23].

aumentando la temperatura di rugiada dell'aria, si manifestano problemi di condensa superficiale sulle pareti dei banchi, sulle strutture, sulle merci [31, 32].

Il problema dell'umidità è aggravato dal fatto che le elevate portate d'aria esterna, necessarie a diluire odori e vapori dovuti ai prodotti alimentari, inducono forti carichi latenti, maggiori di tutti quelli connessi all'ambiente interno [16].

E' qui analizzato un case-study relativo ad una località italiana, con l'ausilio del DesiCalcTM 2.0 [33]. Sono quindi riportati i primi risultati di un'indagine ancora in via di sviluppo, comunque significativi sia in termini di risparmio sui costi di esercizio rispetto agli impianti ad aria tradizionali, sia di pay-back, sia di prestazioni.

6.3.1 Ipotesi di lavoro per l'analisi energetica ed economica

Per le particolari caratteristiche dei supermercati, risulta conveniente l'impiego di impianti di climatizzazione ibridi con deumidificazione mediante ruota essiccante.

Il codice di calcolo utilizzato propone una suddivisione del locale supermercato in quattro zone (fig.6.15),

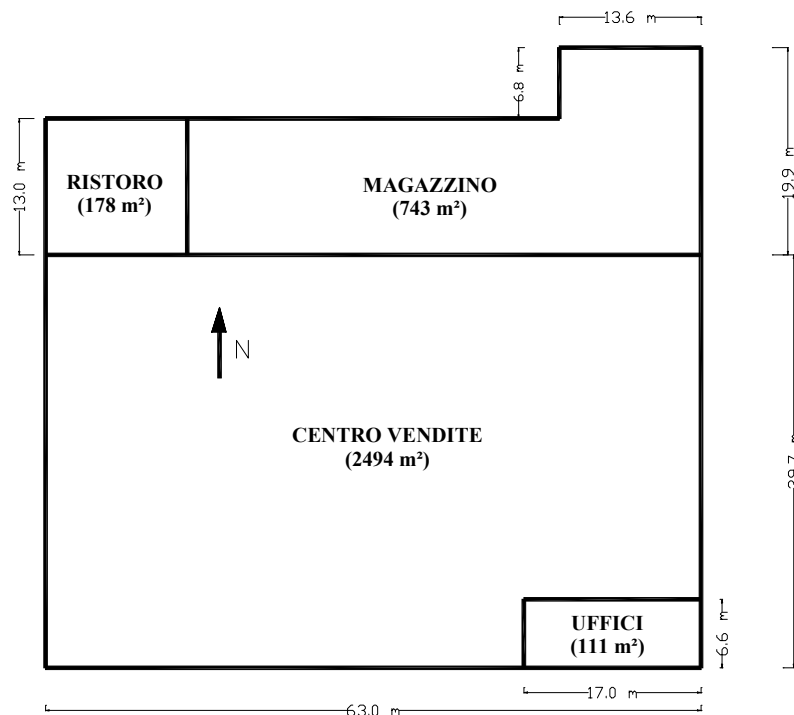


Figura 6.15 - pianta del supermercato esaminato

a ciascuna delle quali attribuisce un diverso impianto di climatizzazione, come peraltro suggerito [19] anche in letteratura (sebbene con una suddivisione leggermente diversa): le tre zone periferiche – ristoro, magazzino ed uffici - vengono servite da impianti di climatizzazione tradizionali, mentre per la zona centrale costituita dal centro vendite (“core sales”) e dall’area casse il programma effettua un confronto tecnico-economico tra la soluzione tradizionale (fig.6.16) e quella innovativa con ruota essiccante (fig.6.17); tra le tante possibili configurazioni di impianto con ruota essiccante previste dal programma [2, 33], per i supermercati viene proposta solo la soluzione “Post-cool sensible outdoor air heat exchanger with (or without) evaporative cooler”.

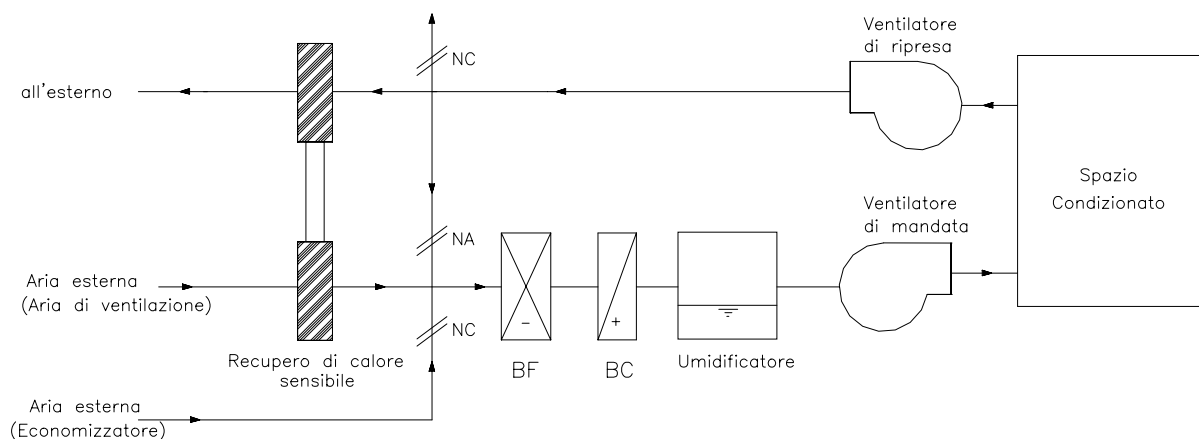


Figura 6.16 – impianto di climatizzazione tradizionale

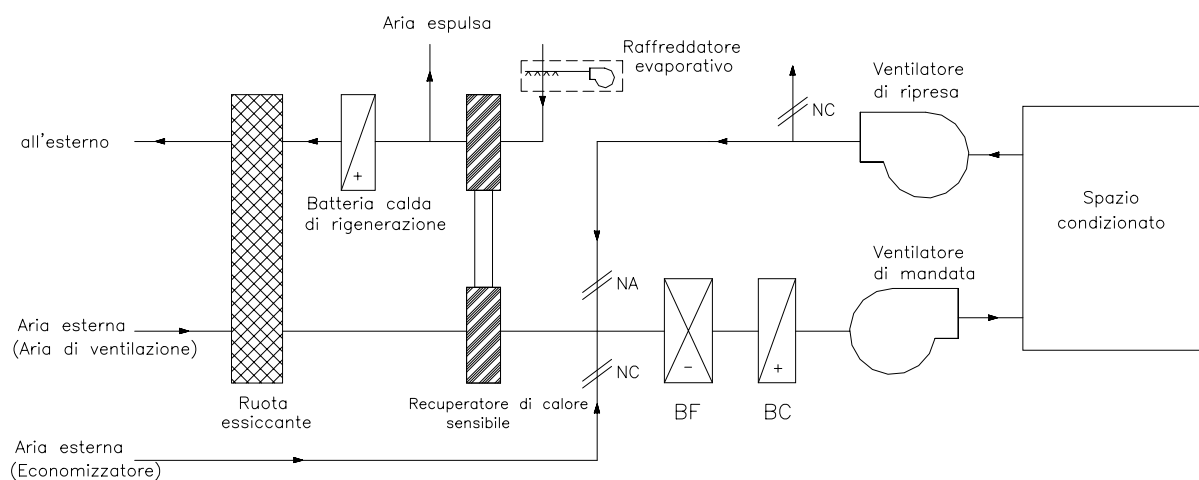


Figura 6.17 – impianto di climatizzazione ibrido con ruota essiccante (“Post-cool sensibile outdoor air heat exchanger with [or without] evaporative cooler”)

L'impianto tradizionale e quello ibrido sono caratterizzati dalle seguenti principali caratteristiche in comune:

- impianti del tipo “roof-top” (quindi con macchina frigorifera e U.T.A. accorpate) e non impianto di tipo centralizzato;
- presenza di un recuperatore di calore sensibile, con efficienza del 70%;
- presenza di batterie di post raffreddamento e di post riscaldamento a valle dello scambiatore;
- presenza di un sistema economizzatore che, basandosi sui valori

istantanei dell'entalpia dell'aria esterna e dell'aria di ripresa, fa in modo che, quando conviene, l'aliquota di aria di ripresa che viene ricircolata sia sostituita temporaneamente, per azione di serrande coniugate (aperte o chiuse), da una uguale portata di aria esterna non trattata;

- recupero del calore di condensazione (ad aria) del gruppo frigorifero, per il riscaldamento/post riscaldamento;
- eventuale presenza di raffreddatore evaporativo indiretto;
- COP pari a 3 per la soluzione base (quattro impianti tradizionali) ed a 3.5 per la soluzione alternativa per tener conto della presenza di tre impianti tradizionali ed uno ibrido;
- riscaldamento, post riscaldamento ed umidificazione (quando necessaria) a gas.

Per l'impianto ibrido, come aria di rigenerazione della ruota essiccante si usa aria esterna invece che aria di ripresa.

E' stato quindi considerato un supermercato di circa 3'700 m² (fig.1), sito in Roma, con le seguenti principali caratteristiche:

- edificio ad un piano, suddiviso in quattro zone, con altezza variabile tra 6.1 e 6.7 m;
- le principali caratteristiche termofisiche delle pareti, le cui stratigrafie sono state modificate rispetto a quelle di default che proponevano soluzioni tipicamente statunitensi, sono riportate in tab.6.7.

Tabella 6.7 - principali caratteristiche termofisiche delle pareti del supermercato esaminato

	Area m ²	Area m ²	U W/(m ² K)	U W/(m ² K)
Esposizione	Pareti	Finestre	Pareti	Finestre
N	402	0	0.551	2.65
E	415	0	0.551	
S	338	66	0.663*	
W	390	0	0.551	
Tetto	3'378	0	0.788	
Pavimento	3'415	0	0.58	

* è un valore medio (a sud ci sono varie tipologie di pareti)

Le condizioni di progetto, alcune riferite in particolare alla zona centrale del supermercato, sono le seguenti:

- condizioni termoigrometriche dell'aria esterna⁶¹:
ASHRAE 1% DB/MCWB (estate: 30/23.3°C, 15.4 g/kg; inverno: - 1.1/-2.2°C, 2.7 g/kg)
ASHRAE 1% DP/MCDB (estate: 24.4/27.2°C, 19.4 g/kg; inverno: - 3.9/-1.1°C, 2.7 g/kg)
- condizioni termoigrometriche dell'aria interna:
T=24°C in estate⁶²; T=20°C in inverno, in ottemperanza alle indicazioni del DPR 412/93;
U.R.⁶³= 20-55% per l'impianto tradizionale ST, 20-35% per l'impianto ibrido; sono state effettuate anche prove con,

⁶¹ Sono stati effettuati i calcoli con entrambe le condizioni, nonché con quelle fissate dalla norma italiana UNI 10339: i risultati ottenuti con quest'ultima hanno messo in evidenza differenze marginali rispetto a quelli ottenuti con le condizioni ASHRAE.

⁶² Si noti che le condizioni di "rating" dei banchi frigoriferi – T=24°C, U.R.=55% - impongono che la temperatura e l'umidità relativa nel locale non siano maggiori rispettivamente di 24°C e 55%, altrimenti i banchi lavorano male e consumano troppo.

⁶³ Valori di default del DesiCalcTM.

rispettivamente, 45-55% e 35-45%, per tener conto delle indicazioni di Harriman [16]⁶⁴.

L'umidità relativa è controllata solo nella zona centrale del supermercato ("core"), che occupa circa il 70% del totale, mentre nelle zone rimanenti è controllata solo la temperatura.

Riguardo alle condizioni termoigrometriche da mantenere nella zona centrale del supermercato, è anche utile riportare (tab.6.8) alcune indicazioni tratte dalla letteratura tecnica italiana ed internazionale.

Tabella 6.8 - condizioni termoigrometriche di progetto interne riportate da alcune fonti nazionali ed internazionali⁶⁵

T [°C]	U.R. [%]	Fonte
22.2	20-55% (ST); 20-35% (ibrido)	valori di default di DesiCalc TM [33] (U.S.A.)
25	60%	Stefanutti [34] (Italia)
-	40-45	Khattar [35] (U.S.A.)
24	55	Sweetser [36] (U.S.A.)
24	55	Adams [37] (U.S.A.)
24	45	Whitehead [38] (U.S.A.)
24	55% (ST); 40% (ibrido)	Calton [19] (U.S.A.)
24	55	Burns [18] (U.S.A.)

- Carichi termici:
 - valore scelto per il livello di occupazione: 0.17 persone/m² (valore proposto da Stefanutti [34])⁶⁶;
 - carico termico totale connesso a ciascuna persona: 132 W;

⁶⁴ In realtà, per l'impianto ibrido Harriman suggerisce l'intervallo 35-40%, che però non è accettato dal DesiCalcTM, che ammette intervalli minimi di ampiezza 10%.

⁶⁵ Riguardo a Stefanutti e DesiCalcTM, le suddette condizioni di progetto sono valide solo per il regime estivo; per le altre fonti manca un'esplicita dichiarazione al riguardo, ma è molto probabile che si riferiscano all'intero anno, come è prassi negli U.S.A.

⁶⁶ Altri valori proposti: il valore di default di DesiCalcTM è 0.086 persone/m², mentre la UNI 10339 prevede 0.25 persone/m² per la voce "grandi magazzini" (manca la voce specifica relativa ai supermercati).

- illuminazione ed altri carichi elettrici: 19 W/m^2 e 1.6 W/m^2 ; in [34] si prevedono 15 W/m^2 , considerando apparecchi illuminanti ad alta efficienza;
- ventilazione: 7 l/(s.persona) ;
- infiltrazioni: 0.75 ricambi/ora;
- carico termico sensibile sottratto dai banchi frigoriferi all'ambiente: 60 W/m^2 , per un totale di $0.060 \cdot 3'716 = 223 \text{ kW}$; in [34] si prevedono $50\text{-}60 \text{ W/m}^2$;
- Tariffe⁶⁷:
 - elettricità: 0.09968 €/kWh ;
 - gas: 0.61097 €/m^3 .

I carichi termici di progetto del supermercato esaminato sono riportati in tab.6.9.

Tabella 6.9: carichi termici estivi ed invernali di progetto per il supermercato esaminato

Utenza	Area	Volume	% area	Carico termico estivo ($T_r=24^\circ\text{C}$)					Carico termico invernale ($T_r=20^\circ\text{C}$)	
				Q_s	Q_L	Q_T	Q_T/V	RST	Q_s	Q_s/V
	m^2	m^3		kW	kW	kW	W/m^3		kW	W/m^3
Centro vendite	2494	10642	70.7	79.2	45.6	124.8	11.7	0.63	-174.5	-16.4
Uffici	111	271	3.1	6.5	1.2	7.7	28.5	0.84	-3.0	-11.1
Ristoro	178	761	5.0	10.8	2.8	13.6	17.9	0.79	-9.6	-12.6
Magazzino	743	3'965	21.1	46.2	15.7	61.9	15.6	0.75	-61.5	-15.5
Totale/media	3'526 ⁶⁸	15'639	100	142.8	65.3	208.0	13.3	0.69	-248.6	-15.9

I carichi termici connessi a fonti interne variano nel tempo con la sequenza indicata in tab.6.10, mentre quelli esterni variano nel tempo secondo le procedure indicate nel DOE [3].

⁶⁸ L'area totale del supermercato è di $3'716 \text{ m}^2$, ma in tab.3 manca l'area relativa al locale apparecchiature, perché non climatizzato.

Tabella 6.10 - variazione temporale dei carichi termici interni per il supermercato esaminato⁶⁹

Ora	Livello di occupazione (%)		Illuminazione ed altri carichi elettrici (%)
	in settimana	fine settimana	tutti i giorni
1-6	5	5	82
7	5	5	91
8	5	5	100
9	10	10	100
10	30	40	100
11	40	60	100
12-13	60	100	100
14	40	60	100
15	35	50	100
16	40	70	100
17-20	60	100	100
21	40	80	100
22	30	60	100
23-24	5	5	100

6.3.2 Risultati

Con le ipotesi descritte in precedenza, considerando il funzionamento degli impianti di tutte e quattro le zone, per tutto l'anno e per 24 ore al giorno, con il raffreddatore evaporativo disattivato e con le condizioni termoigrometriche di progetto esterne ASHRAE 1% DB/MCWB, sono stati ottenuti i risultati riportati in tab.6.11, in cui sono presentati i valori di: potenza elettrica richiesta (kW), energia consumata (kWh per l'energia elettrica, MJ per il metano), energia elettrica consumata per unità di superficie (kWh/m²), costo di esercizio annuo (€), differenza dei costi di esercizio annuo tra i due impianti (€), risparmio R sui costi di esercizio dell'impianto ibrido rispetto a quello tradizionale (%).

⁶⁹ L'impianto funziona senza alcuna interruzione.

Si è fatto in modo che i due impianti lavorassero nelle condizioni ottimali (U.R._r=20-55% per l'impianto tradizionale, U.R._r=20-35% per l'impianto ibrido).

Tabella 6.11 - potenza elettrica richiesta, consumi di energia e costi di esercizio annui per il supermercato esaminato

COP: 3 U.R. _r : 20-55%					COP: 3.5 U.R. _r : 20-35%				
Utenze elettriche:	Con impiego di impianto di climatizzazione tradizionale				Con impiego di impianto di Climatizzazione ibrido				
	kWh	kWh/m ²	kW	€	kWh	kWh/m ²	kW	€	R%
Illuminazione	553'687	149.00	66.8	55'361	553'687	149.00	66.8	55'104	
Apparecchiature varie	54'259	14.60	8.6	5'425	54'259	14.60	8.6	5'400	
Climatizzazione (x)	73'943	19.90	61.6	7'393	45'780	12.32	48.2	4'556	
Condensatori (x, y)	10'085	2.71	4.3	1'008	6'583	1.77	3.7	655	
Pompe & varie (x)	5'735	1.54	1.5	573	120	0.03	0.2	12	
Ventilatori (x)	221'584	59.63	25.3	22'155	161'108	43.35	18.4	16'034	
Refrigerazione (y)	998'516	268.70	167.4	99'838	935'043	251.62	151	93'057	
Altro	7'211	1.94	1.8	721	7'211	1.94	1.8	718	
Totale elettrico	1'925'020	518	337.3	192'475	1'763'791	475	298.7	175'535	8.8
								Delta el.= -16'940 €	
Climatizzazione (x) + refrigerazione (y)		352.5				309.1			12.3
Utenze metano:	MJ			€	MJ			€	
Riscaldamento	453'650			7'199	454'072			7'206	
Climatizzazione	0			0	282'423.5			4'482	
Calore supplementare	28'485			452	27'430			435	
Acqua calda sanitaria	266'493			4'229	266'493			4'229	
Totale metano	748'628			11'880	1'030'418.5	+4'472		16'352	-37.6
	19'444.8	m ³ di gas			26'764.1	m ³ di gas			
Totale complessivo (con refrigerazione)				204'355	delta=	-12'469		191'887	6.1
Totale (senza refrigerazione)				104'518		-5'688		98'830	5.4

nota innanzitutto che i termini più significativi, sia in termini di potenza che di energia e di costo di esercizio, riguardano la refrigerazione piuttosto che la climatizzazione, per cui la ricerca sugli impianti di climatizzazione alternativi a quelli tradizionali ha il suo effetto maggiore sui risparmi indotti indirettamente sul sistema di refrigerazione piuttosto che sui risparmi ottenuti direttamente sull'impianto di climatizzazione.

Il costo di esercizio annuo complessivo con le due soluzioni proposte si aggira intorno ai 200'000 €, mentre il risparmio annuo connesso all'uso dell'impianto ibrido vale circa 12'500 € (quello percentuale si aggira intorno al 6%).

La potenza elettrica richiesta dall'impianto di climatizzazione e da quello di refrigerazione si riduce, per cui la potenza elettrica complessivamente richiesta passa da 337.3 kW a 298.7 kW, con una riduzione complessiva di 38.6 kW (11% circa).

Il consumo specifico annuo di energia elettrica connesso agli impianti di climatizzazione (voci indicate con x in tab.6.11) ed al sistema di refrigerazione (y), pari a 352.5 kWh/m², è coerente con il valore (400 kWh/m²) riportato da Orphelin [39]. Per la parte elettrica, escludendo dal confronto le voci "Illuminazione", "Apparecchiature varie" ed "Altro", che sono invarianti, la percentuale di risparmio sale al 12.3%. Ancora con riferimento ai consumi annui di energia elettrica, nel diagramma a torta di fig.6.18 sono riportate, nel caso di impiego dell'impianto di climatizzazione tradizionale, le varie voci di consumo espresse in percentuale rispetto al totale, mentre nella tabellina sono riportati anche i valori assoluti dei suddetti consumi, i valori percentuali proposti da Adams [37], nonché i valori assoluti e quelli percentuali nel caso di impiego dell'impianto ibrido.

	Impianto tradizionale			Impianto ibrido	
	kWh	%	% Adams [29]	kWh	%
Refrigerazione (y)	998'516	51.9	54	935'043	53.0
Illuminazione	553'687	28.8	25	553'687	31.4
Climatizzazione (x)	301'262	15.6	17	207'008	11.7
Altro	71'555	3.7	4	68'053	3.9
Totale	1'925'020	100	100	1'763'791	100

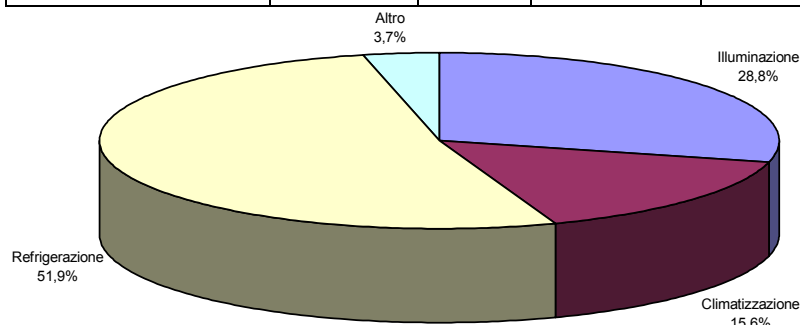


Figura 6.18 - consumi di energia elettrica relativi al supermercato esaminato

Si può rilevare che per i supermercati, come già osservato in precedenza, al sistema di refrigerazione è associato il consumo massimo di energia elettrica (circa il 50% del totale), mentre il consumo di energia elettrica dell'impianto di climatizzazione è significativamente inferiore (è pari al 15% circa del totale), inferiore anche al consumo connesso all'impianto di illuminazione. Per l'impianto tradizionale, le varie voci di consumo percentuale di energia elettrica sono molto simili a quelle riportate da Adams (tabellina in fig.6.18) e da Briganti [40].

I valori di umidità relativa che si ottengono nella zona centrale “core” (l'unica zona in cui è controllata l'umidità relativa) sono sintetizzati in fig.6.19: i valori risultano opportunamente sempre al di sotto del 50% per l'impianto ibrido, solo per poche ore compresi tra il 50% ed il 60% per l'impianto tradizionale.

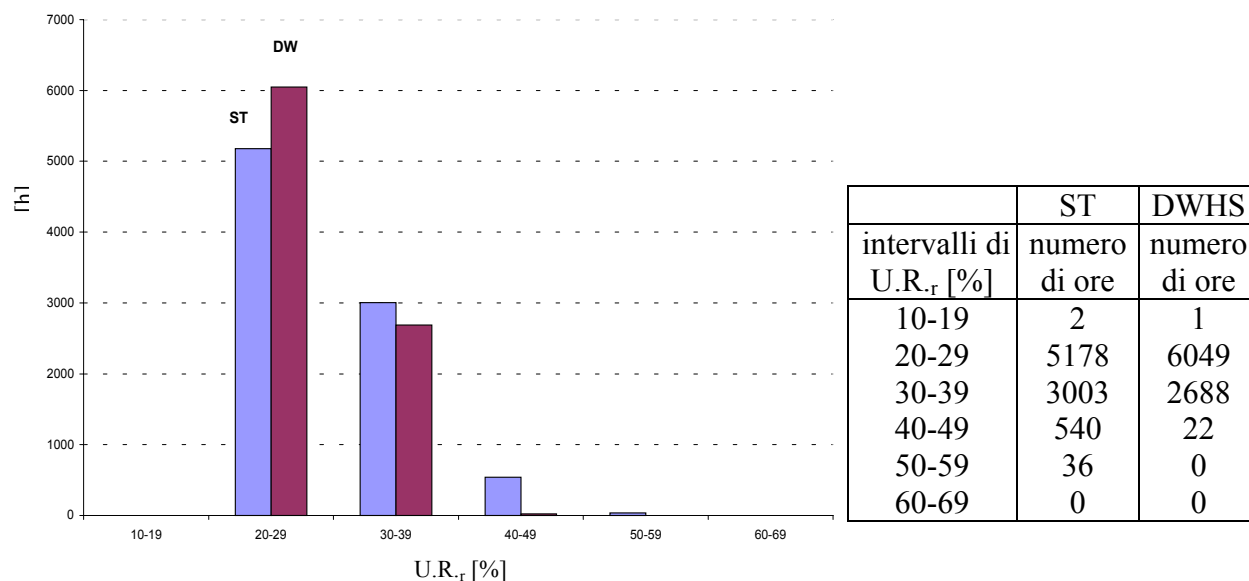


Figura 6.19 - dispersione dei valori di umidità relativa per la zona centrale del supermercato esaminato

Riguardo alle portate d'aria, in letteratura [16, 19, 35] si consiglia un valore medio di circa $18.3 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ [1 cfm/sf] per impianti tradizionali e $11 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ [0.6 cfm/sf] per impianti con deumidificazione per adsorbimento. Seguendo queste indicazioni, per il caso in esame si ha:

- impianto tradizionale, zona centrale:
 portata d'aria di immissione = $18.3 \text{ (m}^3/\text{h})/\text{m}^2 \rightarrow 45'630 \text{ m}^3/\text{h}$,
 portata d'aria esterna = $5'476 \text{ m}^3/\text{h}$ (12%);
- impianto ibrido, zona centrale:
 portata d'aria di immissione = $11 \text{ (m}^3/\text{h})/\text{m}^2 \rightarrow 27'380 \text{ m}^3/\text{h}$,
 portata d'aria esterna = $5'476 \text{ m}^3/\text{h}$ (20%).

Nel complesso, considerando cioè anche le altre tre zone del supermercato (in cui però non sono previste due diverse alternative, ma sempre impianti tradizionali), si ottiene:

- impianto tradizionale, tutte e quattro le zone:
 portata d'aria di immissione complessiva = $61'781 \text{ m}^3/\text{h}$,
 portata d'aria esterna complessiva = $14'160 \text{ m}^3/\text{h}$ (22.9%);

- impianto ibrido nella zona centrale, impianti tradizionali nelle altre tre zone:

portata d'aria di immissione complessiva = 43'530 m³/h,

portata d'aria esterna complessiva = 14'160 m³/h (32.5%).

In definitiva, l'impiego dell'impianto ibrido nella zona centrale del supermercato consente una riduzione significativa della portata d'aria di immissione (di circa il 30% considerando il totale), con conseguente riduzione dei costi di impianto, dei consumi e degli ingombri dei canali.

In fig.6.20 sono rappresentate sul diagramma psicrometrico le trasformazioni subite dall'aria umida per l'impianto tradizionale e per quello ibrido a servizio del "core": strettamente connesso alla portata d'aria di immissione è il punto di immissione, che risulta ovviamente spostato più a sinistra per l'impianto ibrido.

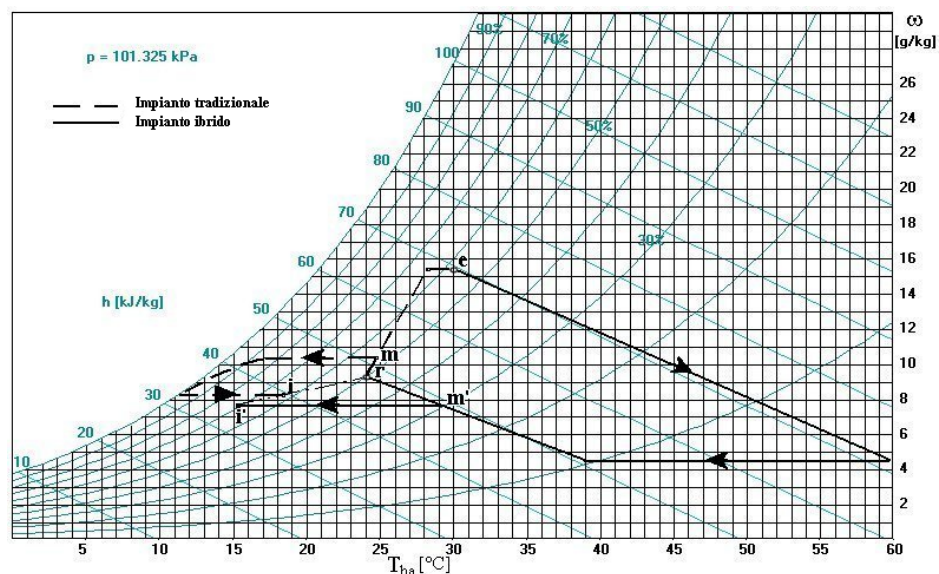


Figura 6.20 – trasformazioni subite dall'aria umida per l'impianto tradizionale e per quello ibrido a servizio del "core"

E' stata poi effettuata un'analisi tecnico-economica di prima approssimazione (tab.6.12), al fine di poter valutare la convenienza

economica dell'investimento legato all'impiego dell'impianto di climatizzazione ibrido con ruota essiccante nella zona centrale del supermercato: a tal fine sono stati utilizzati dati [35] sui costi di impianto relativi ad un supermercato di eguale superficie sito a Miami, in Florida, mentre per i costi di esercizio sono stati impiegati in tabella quelli tratti dalla stessa fonte⁷⁰ e, successivamente, quelli ricavati mediante DesiCalcTM (tab.12).

Tabella 6.12 - analisi tecnico-economica per la valutazione del tempo di ritorno semplice connesso all'impiego di un impianto di climatizzazione ibrido con ruota essiccante nella zona centrale del supermercato esaminato [35]

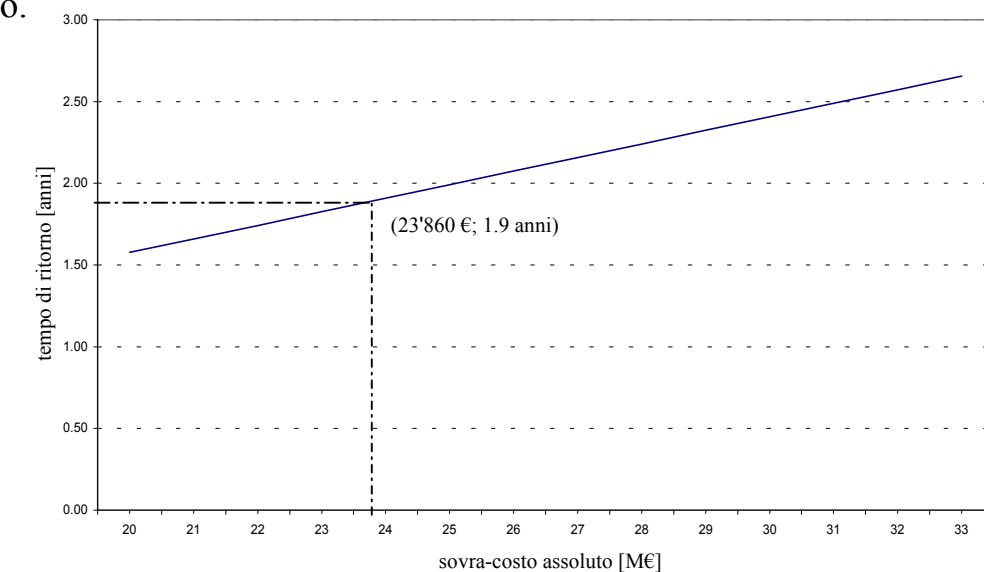
	Costo di installazione dell'impianto	Costi specifici di installazione	Costi energetici totali complessivi annui	Costi energetici specifici annui
	€	€/m ²	€	€/m ²
A) Impianto tradizionale – U.R. _r = 55%*	123'640	33.3	99'779	26.9
B) Impianto tradizionale – U.R. _r = 40%	161'599	43.5	104'118	28.0
C) Impianto ibrido – U.R. _r = 40%	147'500	39.7	90'018	24.2
□ costo di installazione (A)- (C) o Δ costi energetici (A)-(C)	23'860		9'761	
Risulta un tempo di ritorno di 2.4 anni (23860/9761); usando, invece, i risparmi annui calcolati con DesiCalc TM , pari a 12470 €, si ha un tempo di ritorno di 1.9 anni.				

* la % rappresenta il set-point per la U.R. interna

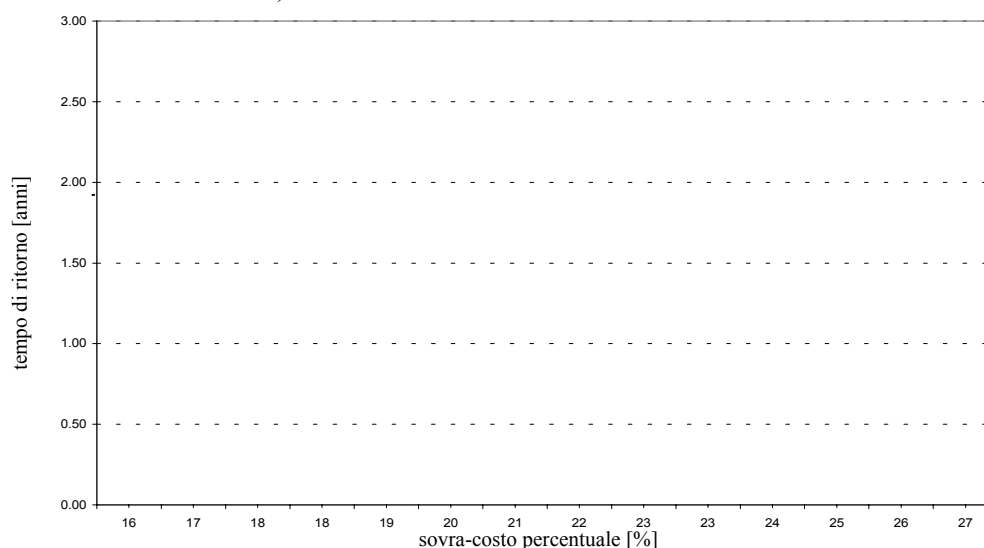
Confrontando l'impianto tradizionale che garantisca una U.R. in ambiente attorno al 55%, con l'impianto ibrido che garantisca il 40%, si è ottenuto un tempo di ritorno semplice dell'investimento pari a 1.9-2.4 anni. Se invece si considerasse un impianto tradizionale che garantisca anch'esso una U.R. in ambiente attorno al 40%, in base alla fonte di riferimento [35] ci sarebbe addirittura un sovra-costi dell'impianto tradizionale rispetto a quello ibrido. D'altra parte, però, può essere conveniente considerare una maggiorazione dei

⁷⁰ Si osservi che le tariffe energetiche Miami (Florida, U.S.A.) sono significativamente inferiori a quelle italiane (circa il 23% in meno per l'energia elettrica, circa il 68% in meno per il metano).

sovra-costi previsti da Khattar, per tener conto del minore sviluppo del mercato italiano delle ruote essiccanti rispetto a quello statunitense. Considerando ancora il confronto tra l'impianto tradizionale che garantisce una U.R. massima in ambiente pari al 55% e l'impianto ibrido che garantisce il 40% ed impiegando i risparmi sui costi di esercizio ottenuti con DesiCalcTM, nelle figure 6.21a (in termini assoluti) e 6.21b (in termini percentuali) è diagrammato il tempo di ritorno semplice in funzione del sovra-costi.



a) in funzione del sovra-costi assoluto



b) in funzione del sovra-costi percentuale

Figura 6.21 - tempo di ritorno semplice in funzione del sovra-costi dell'impianto ibrido (U.R._r=40%) rispetto a quello tradizionale (U.R._r=55%)

Ne risulta che il tempo di ritorno è di circa 2-3 anni, comunque inferiore a quello ottenuto per altre applicazioni, quali i grandi magazzini [20], grazie al risparmio energetico ottenuto sia per l'impianto di climatizzazione che per quello di refrigerazione.

Molte altre prove sono state effettuate cambiando di volta in volta uno dei molteplici parametri in gioco; nel seguito vengono sinteticamente riportati i risultati.

Considerando l'impianto ibrido con il raffreddatore evaporativo indiretto, non si hanno variazioni di rilievo rispetto ai risultati di tab.6.11, perché i costi di esercizio connessi alla climatizzazione estiva si riducono, ma aumentano quelli connessi alla rigenerazione (arriva aria più fredda alla batteria di riscaldamento per la rigenerazione).

Anche considerando, come condizioni termoigrometriche esterne di progetto, la coppia ASHRAE 1% DP/MCDB (estate: 24.4/27.2°C, 19.4 g/kg; inverno: -3.9/-1.1°C, 2.7 g/kg) al posto di ASHRAE 1% DB/MCWB (estate: 30/23.3°C, 15.4 g/kg; inverno: -1.1/-2.2°C, 2.7 g/kg), si hanno variazioni ininfluenti sui risparmi di esercizio; risultano, però, più numerose le ore in cui l'impianto tradizionale non mantiene la U.R. nella zona centrale del supermercato al di sotto del 50% (170 ore invece di 36).

Notevoli sono invece le variazioni dei costi di esercizio e dei corrispondenti risparmi quando, mantenendo gli altri parametri invariati rispetto al caso base, si cambiano gli intervalli di U.R. da mantenere nel "core":

- se si fissa per l'impianto tradizionale l'intervallo 20-35% (cioè lo stesso fissato per l'impianto ibrido), il costo di esercizio della soluzione tradizionale aumenta e conseguentemente anche il risparmio corrispondente connesso alla soluzione alternativa

- (218'216 € - 191'887 € = 26'330 €, da cui deriva un pay-back semplice di 11 mesi); questi risultati discendono dall'aver fatto lavorare in condizioni penalizzanti l'impianto tradizionale (cioè per bassi livelli di umidità ambientale), il che non compensa i risparmi di esercizio ottenuti per il sistema di refrigerazione;
- se si fissa per l'impianto tradizionale l'intervallo 45-55% e per quello ibrido l'intervallo 35-45%, seguendo⁶⁴ le indicazioni di Harriman [16] che sembrano soddisfare meglio le condizioni di comfort termico rispetto agli intervalli fissati di default dal DesiCalcTM (rispettivamente, 20-55% e 20-35%), i costi di esercizio sia della soluzione tradizionale che di quella alternativa aumentano, come anche il risparmio corrispondente connesso alla soluzione alternativa (243'075 € - 206'620 € = 36'455 €, da cui deriva un pay-back semplice di 8 mesi); questi risultati discendono dall'aver fatto lavorare in condizioni penalizzanti il sistema di refrigerazione dei banchi, cioè per livelli mediamente più alti di umidità ambientale (666 sono le ore in cui l'impianto tradizionale non mantiene nella zona centrale la U.R. al di sotto del 50%) e dai maggiori costi di esercizio di entrambi gli impianti di climatizzazione in regime invernale, per la necessità di una più spinta umidificazione.

Considerando la città di Milano, non si hanno variazioni rilevanti rispetto ai risultati di tab.6.11 e tab.6.12, relativi alla città di Roma: si verifica solo un leggero aumento dei costi di esercizio.

6.3.3 Conclusioni

Particolarmente interessante si rivela l'impiego di impianti di climatizzazione ibridi con ruota essiccante nella zona centrale dei

supermercati, in cui risulta critico il mantenimento di una bassa umidità ambientale per la presenza dei banchi refrigerati aperti.

L'impiego di un programma di calcolo specificamente orientato agli impianti essiccanti, il DesiCalcTM, alla luce delle indicazioni riportate in letteratura, ha consentito di evidenziare i significativi risparmi ottenibili sui costi di esercizio con l'impiego dei suddetti impianti ibridi al posto di quelli tradizionali; tali risparmi riguardano sia il sistema di refrigerazione degli alimenti (l'aliquota maggiore) che gli impianti di climatizzazione e, mediante un'analisi tecnico-economica di prima approssimazione, hanno condotto a tempi di ritorno semplice dell'investimento dell'ordine dei 2-3 anni al massimo.

Inoltre, con l'impiego dell'impianto ibrido nella zona centrale del supermercato, si riducono la potenza elettrica complessivamente richiesta nel supermercato (di circa il 10%) e la portata d'aria complessivamente immessa (di circa il 30%) e quindi gli ingombri dei canali; si mantiene in ambiente un livello di umidità più basso rispetto agli impianti tradizionali, il che giova alla conservazione dei prodotti, riduce la formazione di brina e quindi migliora la visibilità e l'aspetto dei prodotti; si riduce l'impatto ambientale connesso all'impiego dei fluidi refrigeranti.

Sono risultate lievi le variazioni nei risultati al cambiare della città considerata e, per una stessa località, al variare delle condizioni termoigrometriche di progetto dell'aria esterna.

Sembra non convenire l'impiego di un raffreddatore evaporativo indiretto nell'impianto ibrido.

I costi di esercizio per entrambe le soluzioni impiantistiche ed i risparmi connessi alla soluzione alternativa aumentano in modo significativo quando si impone anche all'impianto tradizionale di mantenere nella zona centrale del

supermercato valori di umidità più bassi, cioè gli stessi livelli di umidità garantiti dall'impianto ibrido (20-35%), o quando si impone che entrambi gli impianti garantiscano livelli di umidità relativa un po' più elevati (45-55% per l'impianto tradizionale e 35-45% per l'ibrido).

BIBLIOGRAFIA

- [1] L.G. Harriman III, The basics of commercial desiccant systems. Heating/Piping/Air Conditioning July, pp.77-85, 1994.
- [2] L. Bellia, P. Mazzei, F. Minichiello, D. Palma, Air conditioning systems with desiccant wheel for Italian climates. International Journal on Architectural Science 4, pp.193-213, 2000.
- [3] DOE, release 2.2, Department of Energy program, Simulation Research Group, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, California, 1998.
- [4] L. Schibuola, Possibilità applicative di sistemi essiccanti ad alta efficienza nell'ambito della climatizzazione, Convegno annuale AICARR, Milano, pp.301-319, 2000.
- [5] M. Meckler, Desiccant-assisted air conditioner improves IAQ and comfort, Heating/Piping/AirConditioning, pp.75-84, October, 1994.
- [6] K. McGahey, New commercial applications for desiccant-based cooling, ASHRAE Journal, pp.41-45, July, 1998.
- [7] D.R. Kosar et al., Dehumidification issues of standard 62-1989, ASHRAE Journal, pp.71-75, March, 1998.
- [8] L.G. Harriman III et al., Dehumidification and cooling loads from ventilation air, ASHRAE Journal, pp.37-45, November, 1997.
- [9] L.G. Harriman III et al., Evaluating active desiccant systems for ventilating commercial buildings, ASHRAE Journal, pp.28-37, October, 1999.
- [10] P. Mazzei, F. Minichiello, D. Palma, A simple performance evaluator of desiccant cooling and dehumidification technology, Arab-African Conference for Refrigeration and air Conditioning, Cairo 29th April – 1st May 2001, pp.1-15, 2001.
- [11] UNI 10339, Italian Standard, Impianti aeraulici a fini di benessere - Generalità, classificazione e requisiti – Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura, 1995.
- [12] P. Mazzei, F. Minichiello, D. Palma, Hybrid desiccant HVAC systems energy consumption for commercial buildings, Clima 2000/Napoli 2001 World Congress, 15-18 September 2001.
- [13] H.G. Spanninga, L.L. Van Dierendonk and G. Nesterov, Desiccant cooling with silica +, 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings III b, The Hague, The Netherlands, August 20-25, pp.873-880, 1995.
- [14] ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Ch. 2 Retail Facilities, 2.1-2.7, 1999.
- [15] Faramarzi R., Woodworth-Szleper M.L., "Effects of low-E shields on the performance and power use of a refrigerated display case", ASHRAE Transactions, Vol. 105, part 1, CH-99-4-5, pp.533-540, 1999.

- [16] Harriman III L., Brundrett G.W., Kittler R., "Supermarkets", Humidity Control Design Guide For Commercial and Institutional buildings, ASHRAE, cap. 20, pp.297-304, 2002.
- [17] The Dehumidification Handbook, Munters Cargocaire, 2nd Edition, edited by L. G. Harriman III, Amesbury, MA, U.S.A. 1990.
- [18] Burns P.R., Mitchell J.W., Beckman W.A., "Hybrid desiccant cooling systems in supermarket applications", Desiccant Cooling and Dehumidification, ASHRAE Transactions, CH-85-09 N.5, pp.457-468, 1985.
- [19] Calton D.S., "Application of a desiccant cooling system to supermarkets", Desiccant Cooling and Dehumidification, ASHRAE Special Publications, pp.27-28, 1992.
- [20] Mazzei P., Minichiello F., Palma D., "Desiccant HVAC Systems for Commercial Buildings", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, N.5, pp.545-560, April, 2002.
- [21] Banks N.J., "Utilization of condenser heat for desiccant dehumidifiers in supermarket applications", Desiccant Cooling and Dehumidification, ASHRAE Special Publications, pp.21-26, 1992.
- [22] Bellia L., Mazzei P., Palombo A., "Weather data for building energy cost-benefit analysis", International Journal of Energy Research , 22, 14, pp.1205-1215, 1998.
- [23] Rosario L., Howell R., "Relative humidity and temperature measurements and predictions in supermarkets", ASHRAE Transactions, Vol. 107, part 2, pp.415-423, 2001.
- [24] Lazzarin R.M., Gasparella A., "New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: I. principles", Applied Thermal Engineering, Vol. 17, N.4, pp.369-384, 1997.
- [25] Lazzarin R.M., Gasparella A., "New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: II. applications", Applied Thermal Engineering, Vol. 17, N.5, pp.479-500, 1997.
- [26] Khattar M.K., "Critical supermarket issues", ASHRAE Journal, pp.57-59, May, 1998.
- [27] Abrams & Associates, "Interim report: Heat pipe dehumidification system", Electric Dehumidification: State of the art humidity control for supermarkets, Palo Alto, California, Electric Power Research Institute, October 9-10, 1990.
- [28] Adams P., "Merchandising vs. energy consumption in the supermarket", Heating/Piping/AirConditioning, pp.53-58, April, 1992.
- [29] FDA Food code, U.S. Food and Drug Administration, Washington, DC., Sections 3 and 5, <http://www.fda.gov>, 1999.
- [30] Faramarzi R., Woodworth M., "The case of the cold case; Detecting the effects of the FDA's 1993 food code on the thermal performance of a refrigerated display case", Engineered Systems Magazine, Business News Publishing, pp.72-77, May, 1998.
- [31] McGahey K., "New commercial applications for desiccant-based cooling", ASHRAE Journal, 7, pp.41-45, 1998.
- [32] Calton D.S., "Distributed air conditioning in supermarkets", ASHRAE Journal, 5, pp.40-44, 1992.
- [33] InterEnergy™ Software for the Energy Industry, DesiCalc™ User's Manual version 2.0mE, January, 2002.
- [34] Stefanutti L., Applicazioni di impianti di climatizzazione, Manuale Tecniche Nuove, pp.90-112, 1996.
- [35] Khattar M., "Supermarket air conditioning and dehumidification", EPRI Journal, pp.44-48, September, 1991.

- [36] Sweetser R., "Supermarket relative humidity & display-case performance", Heating/Piping/AirConditioning, pp.38-47, February, 2000.
- [37] Adams P., "The intereffect of supermarket refrigeration and air conditioning", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.423-433, 1985.
- [38] Whitehead E.R., "Outdoor air treatment for humidity control in supermarkets", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.434-440, 1985.
- [39] Orphelin M., Marchio D., D'Alanzo S., "Are there optimum temperature and humidity set points for supermarkets?", ASHRAE Transactions, Vol. 105, part 1, CH-99-4-2, pp.497-507, 1999.
- [40] Briganti A., Il condizionamento dell'aria, 6^a edizione, Manuale Tecniche Nuove, cap. 39, pp.735-743, 2000.

CAP. 7 COMMENTI AI RISULTATI E CONCLUSIONI

7.1 CONCLUSIONI

La progettazione degli impianti HVAC richiede sempre maggiore attenzione, soprattutto alla luce del recente quadro normativo sulla ventilazione, affinché sia raggiunto e mantenuto in ambiente il livello di umidità ottimale, in particolare in condizioni di carico parziale.

Nell'ambito della deumidificazione chimica, i sistemi ad assorbimento sono stati usati con successo per edifici di grande taglia nel terziario, mentre è prevedibile una più significativa diffusione, anche per potenzialità più contenute, con l'affermarsi dell'importanza del controllo dell'umidità negli edifici; i sistemi ad adsorbimento, a lungo impiegati in ambito industriale, sono oggetto di rinnovato interesse ed estesi anche all'ambito civile, sia per la spinta indotta dai più stringenti requisiti per la IAQ, sia per il graduale ridursi della temperatura di rigenerazione richiesta dai nuovi materiali.

Nel campo della climatizzazione estiva per applicazioni di tipo civile, la deumidificazione per adsorbimento si pone in alternativa alla tradizionale deumidificazione meccanica; spesso le due tecnologie sono integrate (sistemi HVAC ibridi): la prima per bilanciare il carico latente, l'ultima per bilanciare quello sensibile.

Tra le numerose possibili applicazioni di impianti di climatizzazione ibridi con ruota essiccante, sono stati considerati un centro commerciale, un supermercato ed una sala teatrale.

A valle delle analisi dei casi studio approntati e delle simulazioni effettuate, oltre che sulla base dei casi riportati in letteratura, si può

affermare quanto segue.

I sistemi di climatizzazione ibridi con deumidificazione per adsorbimento si segnalano principalmente per gli aspetti di seguito riportati.

- I sistemi convenzionali di refrigerazione non sono idonei a trattare separatamente il carico termico sensibile e quello latente: spesso, per controllare adeguatamente l'umidità relativa in ambiente è necessario raffreddare a temperature molto basse, con riduzione del COP, e poi post riscaldare: ciò comporta un elevato consumo. Affidando il carico sensibile al refrigeratore convenzionale e quello latente alla DW, l'efficienza complessiva può significativamente migliorare, soprattutto in presenza di elevati carichi latenti: con il sistema ibrido non risulta mai necessario il post riscaldamento. Come si è detto, il vantaggio si evidenzia soprattutto in condizioni di carico parziale.

- I sistemi con deumidificazione per adsorbimento consentono la riduzione dell'umidità anche quando la temperatura di rugiada richiesta è molto bassa, permettendo quindi un più agevole bilanciamento di elevati carichi latenti; invece, i sistemi convenzionali generalmente deumidificano l'aria solo per temperature di rugiada richieste superiori almeno ai 4°C.

- In condizioni di esercizio, gli impianti ibridi permettono il controllo indipendente sia della temperatura che dell'umidità (il deumidificatore è collegato ad una sonda di umidità, la batteria di raffreddamento ad una sonda di temperatura); invece, come visto, nei sistemi di raffreddamento convenzionali generalmente soltanto la

temperatura è direttamente controllata (SCTBA), mentre l'umidità in condizioni di esercizio può variare.

- Gli impianti ibridi controllano con maggiore precisione l'umidità e risultano più pregiati dal punto di vista igienico [1-4], poiché l'assenza di acqua di condensa riduce fortemente la presenza di batteri, funghi e microbi. Tipica è l'applicazione per ambienti ospedalieri.

- Poiché negli impianti ibridi la batteria di raffreddamento mantiene le sole funzioni di raffreddamento sensibile dell'aria, la temperatura del fluido refrigerante può essere maggiore (ad esempio, dai tradizionali 5-7°C dell'acqua refrigerata si può passare a 14°C o più), con conseguente aumento del COP della macchina frigorifera.

- Gli impianti ibridi permettono la riduzione della potenzialità del gruppo frigorifero a compressione di vapore, perché parte del carico termico totale (il latente) viene già bilanciato dall'essiccante: la riduzione della taglia non solo permette di risparmiare sui consumi, ma riduce la potenza elettrica impegnata ed il capitale iniziale di investimento.

- La tecnologia basata sulla deumidificazione per adsorbimento, riducendo la richiesta di energia elettrica e l'impiego dei fluidi frigoriferi, è caratterizzata da basso impatto ambientale.

- La ruota essiccante può essere applicata anche ad impianti di climatizzazione tradizionali già installati ("retrofitting") che si rivelino insufficienti a bilanciare il carico termico latente, ad esempio quando si vuole aumentare la percentuale di aria esterna per adeguare l'impianto alle attuali normative.

- Il costo iniziale dell'impianto ibrido è generalmente più alto

rispetto ad un sistema tradizionale, ma ciò può essere compensato, in certe applicazioni, da costi di esercizio più bassi [5-11].

- E' possibile utilizzare energia termica disponibile [12-13] per la rigenerazione dell'essiccante.

I principali elementi attualmente ancora a svantaggio degli impianti di climatizzazione ibridi con deumidificazione per adsorbimento sono di seguito sintetizzati:

- c'è il rischio che nel tempo, in presenza di materiali solidi adsorbenti, delle parti solide possano essere trascinate nel flusso d'aria: tale inconveniente si sta comunque molto riducendo mano a mano che la tecnologia migliora;

è notevole l'energia termica necessaria per la rigenerazione, tanto più quanto maggiori sono le esigenze di deumidificazione, ed elevata è la temperatura richiesta per l'aria di rigenerazione. Solo i materiali essiccanti di ultima generazione consentono temperature di rigenerazione comprese tra 40°C ed 80°C, per cui si può far fronte parzialmente o completamente alle esigenze di rigenerazione con recuperi a bassi livelli termici. Non sempre comunque si rilevano valori accettabili del tempo di ritorno dell'investimento [14];

la poca familiarità con questa tecnologia e la mancanza di informazione circa le prestazioni ed i rapporti costi/benefici ostacolano comunque lo sviluppo di tali sistemi [15], anche se attualmente la competizione con i sistemi convenzionali si estende anche al settore della climatizzazione di edifici commerciali e residenziali.

Si sono ottenuti i risparmi nei costi di esercizio per un ST e per vari

sistemi essiccanti, usando tre distinti codici di calcolo.

In particolare, nel confrontare un impianto tradizionale con vari sistemi essiccanti, per un **centro commerciale** di 400-1000 m², per due località italiane in condizioni estive, è risultato:

- a) considerando lo stesso sistema, i risultati ottenuti dai tre codici sono molto simili;
- b) i risparmi nei costi di esercizio (RC) del sistema essiccante rispetto al ST sono interessanti, fino al 35%;
- c) se l'energia termica di rigenerazione e l'energia termica di post riscaldamento provenissero da cascami termici, i risparmi (RE) aumenterebbero fino al 87%;
- d) la DW con materiali essiccanti innovativi, usati per DOE e DTPE, permettono una T_{reg} (quasi sempre minore di 70°C) più bassa rispetto alle ruote tradizionali (T_{reg} maggiore di 80-100°C), come quelle considerate in DesiCalcTM. Di conseguenza tali ruote permettono una riduzione dell'energia termica richiesta per la rigenerazione e dell'energia termica totale richiesta, e promuovono lo sfruttamento dei cascami termici;
- e) i sistemi essiccanti controllano bene, in ogni condizione, U.R. e T_{ba} interni;
- f) il sistema DOE-PTGSD è un sistema essiccante particolarmente interessante e innovativo, che presenta un alto risparmio energetico, con una buona capacità di mantenere il benessere termico interno;
- g) la potenza termica di raffreddamento si riduce (fino al 52%) rispetto al ST;
- h) i risparmi nei costi di esercizio e la riduzione della potenza di raffreddamento aumentano usando lo IEC nei sistemi essiccanti;

- i) i risparmi nei costi di esercizio ottenibili con i sistemi essiccanti dipendono anche da:
 - condizioni climatiche della località considerata;
 - dati prestazionali della DW;
- j) i costi di esercizio dipendono anche dalle tariffe elettriche e del gas locali, che possono subire variazioni anche forti;
- k) i costi iniziali dei sistemi essiccanti sono generalmente maggiore rispetto al ST; considerando i costi attuali del mercato italiano (si noti che i costi delle apparecchiature sono in corso di rapido aggiornamento), si è ottenuto un “simple pay-back” di circa 5-7 anni sia per il sistema PTGSD che per il DWHS con IEC. Se si considerano ruote essiccanti a potenza leggermente ridotta, il pay-back raggiunge valori più bassi ancora, vicini a 3-4 anni.

Il confronto tra un impianto tradizionale e un impianto ibrido con ruota essiccante, entrambi del tipo roof-top, per un **teatro** di 1200 m² sito in Roma, ha fornito i seguenti risultati:

- a) i risparmi ottenibili, in termini di costi di esercizio, sono risultati compresi tra il 23% ed il 38%;
- b) significativa è la riduzione della potenza elettrica complessivamente richiesta dall’utenza, fino a circa il 44%-50%;
- c) l’impianto ibrido, a differenza di quello tradizionale, controlla perfettamente, in ogni condizione, l’umidità relativa in ambiente;
- d) i risparmi ottenibili sui costi di esercizio con gli impianti ibridi aumentano (fino ad un massimo di circa il 45%) all’aumentare

del livello di occupazione e della portata d'aria esterna da assicurare ad ogni persona.

Lo stesso confronto, per un **supermercato** di circa 3700 m² sito in Roma, è risultato:

- a) un tempo di ritorno semplice dell'investimento dell'ordine di 2-3 anni;
- b) che l'umidità relativa in ambiente viene mantenuta a livelli più bassi, per cui si riduce la formazione di brina e si superano i problemi connessi alla vita, all'aspetto ed all'integrità dei beni esposti;
- c) una riduzione di circa il 30% della portata d'aria immessa nei locali, con conseguente riduzione dei costi di impianto, dei costi di esercizio e degli ingombri dei canali.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Kovak B., et al., "The sanitizing effects of desiccant-based cooling", ASHRAE Journal, pp.60-64, April, 1997.
- [2] Arundel A.V., et al., "Indirect health effects of relative humidity in indoor environments", Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.3-12, 1992.
- [3] West M.K., Hansen E.C., "Effect of hycroscopic materials on indoor relative humidity and air quality", Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.178-182, 1992.
- [4] West M.K., Hansen E.C., "Determination of material hycroscopic properties that affect indoor air quality", Desiccant cooling and dehumidification, ASHRAE, Atlanta GA U.S.A., pp.183-186, 1992.
- [5] Manley D.L., Bowlen K.L., Cohen B.M., "Evaluation of gas-fired desiccant-based space conditioning for supermarkets", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.447-456, 1985.
- [6] Burns P.R., Mitchell J.W., Beckman W.A., "Hybrid desiccant cooling systems in supermarket applications", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1B, pp.457-468, 1985.
- [7] Cohen B.M., Slosberg R.B., "Application of gas-fired desiccant cooling system",

- ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 1, pp.525-536, 1988.
- [8] Marciniak T.J., et al., "Gas-fired desiccant dehumidification system in a quick-service restaurant", ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 1, pp.657-666, 1991.
 - [9] Novosel D., "Advances in Desiccant Technologies", Energy Engineering, Vol. 93, No. 1, pp.7-19, 1996.
 - [10] Spears J.W., Judge J., "Gas-fired desiccant system for retail super center", ASHRAE Journal, pp.65-69, October, 1997.
 - [11] Scalabrin G., Scaltriti G., "A new energy saving process for air dehumidification: analysis and applications", ASHRAE Transactions, Vol.91, Part 1A, pp.426-441, 1985.
 - [12] Kessling W., Laevemann E., Peltzer M., "Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems", Int. J. Refrig., Vol.21, No.2, pp.150-156, 1998.
 - [13] Jurinak J.J., Mitchell J.W., Beckman W.A., "Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications", Journal of solar energy engineering, Vol. 106, pp.252-260, August, 1984.
 - [14] Schibuola L., "Possibilità applicative di sistemi essiccanti ad alta efficienza nell'ambito della climatizzazione", Atti Convegno annuale AICARR, Milano, pp.301-319, 2000.
 - [15] Mei V.C., et al., An assessment of Desiccant Cooling and Dehumidification Technology, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/Con-309, Oak Ridge, Tennessee, U.S.A., 1992.

SIMBOLI E UNITÀ DI MISURA

A.E.	Percentuale di aria esterna, %
β	Rapporto tra la portata di rigenerazione e quella di processo
cc	Punto dell'aria sul diagramma psicrometrico a valle della BF, per il sistema tradizionale
Ce	Costi elettrici di esercizio, €
Cg	Costi gas di esercizio, €
Ct	Costi di esercizio totali, €
CP	Potenza termica richiesta dalla batteria fredda, kW
c_p	Calore specifico a pressione costante, J/(kg·K)
E	Energia elettrica, kWh
ε	Efficienza del recuperatore di calore, %
F_{bp}	Fattore di by-pass, adim.
h	Entalpia specifica, J/kg
Δh_{lv}	Entalpia specifica di vaporizzazione, J/kg
\dot{m}	Portata massica, kg/s
MCDB	“Mean Coincident Dry Bulb”, °C
MCWB	“Mean Coincident Wet Bulb”, °C
MRC	Quantità di vapore rimossa in un'ora dalla ruota dessiccante, kg/h
N	Numero di occupanti
P	Potenza, kW
p	Pressione, Pa
Δp_{mand}	Perdita di carico sul lato di mandata, kPa
Δp_{rit}	Perdita di carico sul lato di ritorno, kPa
Δp_{pompa}	Prevalenza della pompa, m c.a. o kPa
P.C.I.	Potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato, MJ/Nm ³ o kcal/Nm ³
q	Potenza termica specifica, W/(kg/s)
Q, \dot{Q}	Potenza termica/Carico termico, W o kW
r.p.h.	Giri/h (“round per hour”)
$\bar{\rho}$	Valore medio della massa volumica (densità), kg/m ³
RC	Risparmi economici di esercizio totali del sistema ibrido rispetto al ST, %
RE	Risparmi elettrici di esercizio totali del sistema ibrido rispetto al ST, %
REP	Risparmi di energia primaria totali del sistema ibrido rispetto al ST, %
RST	Rapporto tra carico sensibile e carico totale
T	Temperatura, °C
ΔT	Differenza di temperatura, °C
ΔT_{grat}	Riscaldamenti gratuiti dell'aria nei canali e nei ventilatori
$T_{ba} = DB$	Temperatura di bulbo asciutto (“Dry Bulb”), °C
$T_{bb} = WB$	Temperatura di bulbo bagnato (“Wet Bulb”), °C
$T_{rug} = DP$	Temperatura di rugiada (“Dew Point”), °C
$T_{s,bf}$	Temperatura superficiale media della batteria refrigerante, °C
U	Trasmittanza termica unitaria, W/(m ² ·K)
U.R.	Umidità relativa, %
\dot{V}	Portata volumetrica, m ³ /s
V	Volume, m ³
Vol	Volume della ruota dessiccante, m ³

v	Velocità dell'aria, m/s
ω	Umidità specifica dell'aria, kg _v /kg _a (o g _v /kg _a)
Δ	Differenza fra valori

A	Stato dell'aria all'uscita della batteria fredda
BC	Batteria Calda
BF	Batteria Fredda
CD	Capacità del deumidificatore
COP	Coefficiente di prestazione
DEC	Raffreddamento evaporativo diretto ("Direct Evaporative Cooling")
DOE	Dipartimento dell'energia statunitense ("Department Of Energy")
DTPE	Desiccant Technology Performance Evaluator
DW	Ruota essiccante ("Desiccant Wheel")
DWHS	Impianto ibrido con ruota essiccante ("Desiccant Wheel Hybrid System")
HTX	Recuperatore/Scambiatore di calore ("Heat Exchanger")
HVAC	Heating Ventilating Air Conditioning
IAQ	Indoor Air Quality
IEC	Raffreddamento evaporativo indiretto ("Indirect Evaporative Cooling")
ITAPC	Impianto a tutta aria a portata costante
NA	Normalmente aperta (serranda)
NC	Normalmente chiusa (serranda)
NCH	Numero di ore durante le quali il set-point interno non è controllato
PID	Sistema di controllo proporzionale, integrale e derivativo
PTGSD	Sistema Packaged Total Gas Solid Desiccant
R	Risparmio annuo conseguito con la soluzione alternativa
SC	Sovracosto della soluzione alternativa rispetto a quella tradizionale
SCPR	Sistema di controllo basato sul "post riscaldamento"
SCTBA	Sistema di controllo basato sulla temperatura di bulbo asciutto
SPB	Tempo di recupero del capitale ("Simple Pay Back")
ST	Sistema Tradizionale
TRY	Test Reference Year
U.T.A.	Unità di Trattamento Aria
VAV	Impianto a portata variabile ("Variable Air Volume")

Pedici:

a	referito all'aria secca
AE	referito alla portata d'aria esterna immessa in ambiente
bf	referito alla batteria fredda
bruc	referito al bruciatore
c	referito al fluido freddo
cc	referito all'aria all'uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione
DE	referito al deumidificatore
dw	referito all'aria in uscita dalla ruota dessiccante, lato processo
e	referito all'aria esterna
fan	referito al ventilatore
h	referito al fluido caldo
he	referito all'aria in uscita dallo scambiatore di calore nel ST

hx	referito all'aria in uscita dallo scambiatore di calore nel DWHS
i	referito all'aria di immissione
in	referito alle condizioni di ingresso
L	referito al carico latente
m	referito alla miscela aria esterna - aria di ripresa
max	referito al valore massimo
medio	referito al valore medio
min	referito al valore minimo
nuovo	referito ad un nuovo valore
out	referito alle condizioni di uscita
p	referito alla aria di processo
prog	referito alle condizioni di progetto
rg	referito all'aria in uscita dal bruciatore
r	referito all'aria interna/di ripresa
rig	referito all'aria di rigenerazione
rinn	referito al rinnovo
sat	referito all'aria umida in condizioni di saturazione
s	referito all'aria in ingresso al ventilatore di mandata e canali
S	referito al carico sensibile
T	referito al carico totale
u	unitario
v	referito al vapore dell'aria umida
vecchio	referito ad un vecchio valore
w	referito all'acqua liquida
xl	referito all'aria in ingresso al bruciatore
z	referito alla zona
1	referito allo stato 1

DITTE COSTRUTTRICI

*Engelhard/ICC
441 North Fifth St.
Philadelphia, PA 19123
Phone: (215) 625-0700 Ext.130
Fax: (215) 592-8299*

*Munters DryCool
16900 Jordan Road
Selma, TX 78154
Phone: (210) 651-5018
Fax: (210) 651-9085
e-mail: cargo@munters.com
Web Page URL: <http://www.munters.com/>*

*New Thermal Technologies Inc.
12900 Automobile Blvd.
Clearwater, FL 34622
Phone: (813) 571-1888
Fax: (813) 571-2242*

*Octagon Air Systems
1724 Koppers Road
Conley, GA 30017
Phone: (404) 608-8881
Fax: (404) 608-0880*

*Seasons 4, Inc.
4500 Industrial Access Road
Douglasville, GA 30134
Phone: (770) 489-0716
Fax: (770) 489-2938*

*SEMCO Incorporated
1800 East Pointe Drive,
Columbia, MO 65201-3508
Phone: (606) 236-3181
Fax: (606) 236-3184
e-mail:
Web Page URL: <http://www.semcoinc.com/>*

*Airflow Co., Dryomatic Div.
295 Bailes Ln
Frederick, MD 21701
Phone: (301) 695-6500*

Fax: (301) 631-0396

*Air Technology Systems Inc.
1572 Tilco Drive
Frederick, MD 21701
Phone: (301) 620-2033
Fax: (301) 622-6421
Web Page URL: <http://www.air-tech.com>*

*Bry-Air Inc.
P O Box 269, Rt. 37 West
Sunbury, Ohio 43074
Phone: (614) 965-2974
Fax: (614) 965-5470
e-mail: bry-air@zip.com
Web Page URL: <http://www.smartpages.com/bryair/>*

*Comfort Enterprises
a unit of Herrmidifier Co.
P.O. Box 11148
Lancaster, PA 17605
Phone: (717) 394-8208
Fax: (717) 394-0612*

*Des Champs Laboratories, Inc.
Route 130/Douglas Way,
P.O. Box 220,
Natural Bridge Station, VA 24579
Phone: (540) 291-1111
Fax: (540) 291-2222*

*Kathabar Systems Division,
Somerset Technologies
P.O. Box 791,
New Brunswick, NJ 08903
Phone: (908) 356-6000
Fax: (908) 356-0643
e-mail: kathabar@kathabar.com
Web Page URL: <http://www.kathabar.com/>*

*Chiller-Picking Division,
York International,
P.O. Box 130
Johnstown, PA 15907
Phone: (814) 479-4023*

Fax: (814) 479-2469

*Munters Cargocaire
79 Monroe Street,
Amesbury, MA 01913
Phone: (888) 349-4335
Fax: (500) 338-4556
e-mail: cargo@munters.com
Web Page URL: <http://www.munters.com/>*

CHI USA QUESTA TECNOLOGIA

*Aberdeen Proving Grounds, MD
Contact: **Gary Testerman**
Phone: (410) 278-5738*

*MacDill AFB, FL
Contact: **Jim Zaccari**
Phone: (813) 828-5340*

*Navy Public Works Center,
Naval Air Station
Pensacola, FL
Contact: **John Geurin**
Phone: (904) 452-3127*

*Defense Commissary Agency,
Design and Construction Division
Contact: **Jack Hernandez**
Phone: (210) 671-4741*

*American Gas Cooling Center (Gas Cooling
Industry Sales & Marketing)
Contact: **Kevin McGahey**
Phone: (703) 841-8542
Web Page URL: <http://www.agcc.org/>*